

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra mechaniky

**Analýza mechanismu traktorového nosiče kontejnerů
TNK 5**

Structural Analysis of Tractor Container Carrier TNK 5

Student:

Milan Sivera

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Jan Szweda,

Ph.D.

Ostrava 2010

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra mechaniky



Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Milan Sivera**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3901T003 Aplikovaná mechanika
Téma: **Analýza mechanismu traktorového nosiče kontejnerů TNK 5**
Structural Analysis of Tractor Container Carrier TNK 5

Zásady pro vypracování:

1. Popis konstrukce a způsobů užití analyzovaného mechanismu
2. Kinematická analýza a studie podílu setrvačných a tíhových sil na provozní zatěžovací účinky mechanismu
3. Zjištění kritických poloh mechanismu pro standardní provozní podmínky
4. Analýza možností zlepšení stávajícího konstrukčního provedení mechanismu

Seznam doporučené odborné literatury:

1. ANSYS, Inc. *ANSYS Release 11 Documentation*. SAP IP, Inc., 2007. V elektronické podobě dostupné jako součást instalace programu ANSYS 11.
2. BRÁT, V. *Maticové metody v analýze a syntéze prostorových vázaných mechanických systémů*. Praha : Academia, 1981.
3. KOLÁŘ, V., NĚMEC, I., KANICKÝ, V. *FEM : Principy a praxe metody konečných prvků*. 1. vyd. Praha : Computer Press, 1997. 401 s. ISBN 80-7226-021-9.
4. COOK, R. D. *Finite Element Modeling for Stress Analysis*. 1st edition. New York : Wiley & Sons, 1995. 320 s. ISBN 0-471-10774-3.
5. KWON, Y. W., BANG, H. *The Finite Element Method Using MATLAB*. 2nd edition. London : CRC Press, 2000. 607 s. ISBN 0-8493-0096-7.

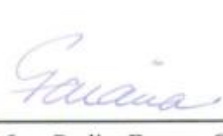
Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Jan Szweda, Ph.D.**

Datum zadání: 02.12.2009
Datum odevzdání: 21.05.2010




doc. Ing. Jiří Podešva, Ph.D.
vedoucí katedry


prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 23. 5. 2008

.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- Byl jsem seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- беру на ве́доміі, же Высoкá škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk bakalářské práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o bakalářské práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnou licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́доміі, же odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 23. 5. 2008

.....

Bc. Sivera Milan

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

Bc. Sivera, Milan. Analýza mechanismu traktorového nosiče kontejnerů TNK 5.
**Vedoucí práce Ing. Jan Szweda, Ph.D. Diplomová práce. Ostrava: katedra
mechaniky, Fakulta strojní VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2008. 62 s.**

Diplomová práce je zaměřená na ověření provozu traktorového nosiče TNK 5. Jsou uvedeny základní ekonomické a provozní výhody kontejnerové dopravy. Je proveden rozbor různých provozních pohybů mechanismu. Záměrem práce bylo určit vlivy tíhových a setrvačných sil působících při provozním zatěžování a kritické místa a polohy nosiče. Z analýzy zatěžovacích stavů je zřejmé, že vliv setrvačných účinků lze díky malým rychlostem zanedbat. Dále je provedena analýza kritického členu mechanismu a jeho kontrola na vzpěr a je navrženo jiné konstrukční řešení tohoto členu.

ANNOTATION OF DIPLOMA WORK

Bc. Sivera, Milan. *Structural Analysis of Tractor Container Carrier TNK 5.*
**Leader of work Ing. Jan Szweda, Ph.D. Diploma work. Ostrava: Department of
mechanic, Faculty of civil engineering VŠB – TU Ostrava, 2008. 62 p.**

The diploma thesis is focused to verification of the operation of tractor carriers TNK 5. There is describe the basic economic and operational advantages of container transport. The thesis deals with analysis of the various operating movements of the carrier mechanism. The aim of the study is to determine the effects of gravity and inertia forces acting during the loading operation and to analyse the mechanism critical positions and the extreme tension locations of its members. The results of performed analysis show that the influence of inertial effects can be neglected due to the low mechanism movement speed. As the next step there is made the analysis of the mechanism critical member, which is tested by the static structural and bucling analyses. Finaly there is proposed other design solution of this structural member.

OBSAH

1.	ÚVOD	8
2.	ANALÝZA SOUČASNÉHO STAVU POUŽITÍ KONTEJNEROVÉ DOPRAVY	9
	2.1. TECHNIKA MANIPULACE	9
	2.2. EKONOMIKA A PŘÍNOSY	10
3.	POPIS TRAKTOROVÉHO NOSIČE KONTEJNERŮ TNK 5	12
	3.1. ROZBOR KONSTRUKCE TRAKTOROVÉHO NOSIČE	15
	3.2. POPIS SKLÁPĚNÍ KONTEJNERU	20
4.	ZÁKLADNÍ TEORIE KINEMATIKY BODU A TĚLESA	24
	4.1. KINEMATIKA BODU A TĚLESA V MAT. FORMULAC	24
	4.1.1. Vázané mechanické systémy	24
	4.1.2. Pohyb bodu a tělesa	25
	4.1.3. Rychlosti	27
	4.1.4. Zrychlení	28
	4.2. DYNAMICKÉ VYŠETŘOVÁNÍ VÁZANÝCH MECHANICKÝCH SYSTÉMŮ	29
	4.2.1. Reakce vazeb a hnací účinky	34
5.	VÝPOČTOVÝ MODEL	36
	5.1. PŘEDPOKLADY ŘEŠENÍ	36
	5.2. VLIV SETRVAČNÝCH A TÍHOVÝCH SIL NA PROVOZNÍ ÚČINKY MECHANISMU	37
	5.2.1. Výsledky získané analýzou výpočtového modelu	38
6.	ZJIŠTĚNÍ KRITICKÝCH POLOH MECHANISMU PRO STANDARDNÍ PROVOZNÍ PODMÍNKY	53
7.	KONSTRUKČNÍ NÁVRHY ZADNÍHO RAMENE	56
8.	ZÁVĚR	59
9.	LITERATURA	61
10.	SEZNAM PŘÍLOH	62

SEZNAM POUŽITÉHO ZNAČENÍ

ZNAČKA	VÝZNAM	JEDNOTKA
\mathbf{u}	vektor	[-]
\mathbf{T}	matice	[-]
$\dot{\mathbf{u}}_{ab}$	vektor rychlosti počátku O_b v prostoru a .	[-]
$\ddot{\mathbf{T}}_{ab}$	Matice dvakrát derivovaná podle času	[-]
\mathbf{F}^D	Horní index druh silového účinku -setrvačný	[-]
\mathbf{F}^A	Horní index druh silového účinku -akční	[-]
\mathbf{F}^R	Horní index druh silového účinku -rakční	[-]

1. Úvod

Předmětem této práce je ověření správné funkce mechanismu traktorového nosiče kontejneru TNK 5. Jak již název napovídá, jedná se o mechanismus nesený na traktorovém přívěsu a sloužící k manipulaci se standardním typem otevřených kontejnerů určených k přepravě např. sypkých i kusových materiálů. Téma práce vzešlo ze strany společnosti AUTOREPAIR TRADING spol. s.r.o., která předmětný nosič kontejnerů vyvíjí, vyrábí a prodává. V práci je uveden rozbor současného stavu použití kontejnerové dopravy, dále pak je provedeno ověření funkce stávajícího konstrukčního řešení nosiče a v neposlední řadě je provedená deformačně napěťová analýza kritického členu mechanismu.

Jednoramenný nosič kontejnerů se skládá z pevného rámu a mechanismu manipulujícího s kontejnerem. Samotný pohyblivý mechanismus sestává ze tří ramen, zajišťujících manipulaci kontejneru, spojených klouby, kolem kterých se otáčí. Jedná se o zadní člen, střední člen a přední člen, na který je umístěn závěsný hák. V případě vysypávání kontejneru se klouby zajistí k rámu kontejneru.

K ověření provozních zatěžovacích stavů nosiče je použita numerická simulace jednotlivých provozních zatěžovacích stavů mechanismu. Numerické výpočty jsou provedeny pomocí softwarového vybavení ANSYS Workbench.

Cílem práce je jednak ověření správné funkce mechanismu a zjištění kritických poloh mechanismu pro standardní provozní podmínky, tak také studie vlivu vlastní tíhy a setrvačných účinků na provozní zatížení členů mechanismu.

Účelem práce je ověřit možnosti dlouhodobého bezpečného používání traktorového nosiče a popřípadě navrhnout vhodné konstrukční změny s ohledem na jejich finanční náročnost.

2. Analýza současného stavu použití kontejnerové dopravy

Každý přepravní proces zahrnuje skládání i nakládání dopravovaných materiálů. Tyto součásti přepravy jsou zejména u kusových materiálů časově náročné, doprovázené rizikem poškození nákladu a při ruční manipulaci s ním se jedná o operace fyzicky namáhavé a spojené i s úrazovým rizikem. Za obecného požadavku maximálního časového využití vozidel pro přepravní výkon pak logicky vede k požadavku, který dobu nakládání a skládání minimalizuje.

Kontejnerové přepravní systémy tento požadavek splňují tím, že nakládání i skládání jednotlivých kusů materiálu nahrazují manipulací s kontejnerem, tj. s nákladem jako celkem. Za další výhodu lze považovat, že vlastní naložení i vyložení obsahu kontejneru je realizovatelné bez časové vazby na vozidlo, a tak může kontejner plnit i funkci mezioperačního zásobníku. Nakládání i skládání kontejneru z vozidla je možné kdekoliv zařízením neseným na upraveném vozidle, tzv. nosiči kontejnerů. Užívány jsou různé kontejnerové systémy automobilní (silniční), auto-traktorové (silnice-terén) a auto-vagón (silnice-železnice).

2.1. Technika manipulace

Nosnost nosiče kontejnerů musí být taková, aby umožnila nést standardní kontejner i hydraulickou ruku pro nakládání (skládání) materiálů a ještě zůstala dostatečná nosnost pro náklad. Pro nakládání kontejnerů na nosiče se používají dvouramenná nakládací zařízení, lanové systémy či hákové nakladače. Dvouramenné nakládací zařízení je používáno u velkoobjemových kontejnerů pro pevné komunální odpady a svým provedením i používanými kontejnery neumožňuje propojení na jiné systémy. Lanový nakládací systém se vyznačuje jednoduchou konstrukcí a příznivou vlastní hmotností.

Hákový nakladač je nejméně citlivý na nerovnosti terénu a jeho konstrukce umožňuje jak překládání kontejneru přetlačením z nosiče na přívěs, tak z nosiče na železniční vagón. Možné je i naložení kontejneru umístěného pod úrovní terénu a odtlačení kontejneru dle konstrukce až 3 m od zádi vozidla. Vykládka kontejneru

sklopením je umožněna tím, že nejvyšší poloha háku bývá až 6 m vysoko. Nakládání jednočlennou posádkou nečiní obtíže ani u zabořených kontejnerů či kontejnerů, které nejsou přesně v podélné ose nosiče.

Unifikace kontejnerů (rozměrová, i provedení úchytů pro nakládání) umožňuje jejich zapojení do systému veřejné kontejnerové dopravy při použití libovolného nosiče s různým typem nakládacího zařízení. V traktorové kontejnerové dopravě se nepoužívají kontejnery vyráběné podle norem ISO. Tyto kontejnery se používají pro dálkovou přepravu, v kombinované přepravě silnice – železnice a v námořní dopravě. V České republice se nejčastěji používá norma na kontejnery DIN 30722. Zásadní rozdíly mezi normami na nosiče kontejnerů pro traktory jsou ve výšce závěsného oka. Tyto rozdíly mohou být veliké. Většinou se v jednotlivých státech používá jedna norma, takže výška závěsného oka se liší stát od státu.

2.2 Ekonomika a přínosy

Od zavedení kontejnerových přepravních systémů do hospodaření lze očekávat ve srovnání s tradičními způsoby přepravy tyto přínosy:

- zkrácení času ložných operací (snížení pracnosti) a tím zvýšení přepravní výkonnosti vozidel a dosažení úspory vozidel a řidičů;
- zvýšení pohotovosti k přepravním výkonům v důsledku snadné a rychlé výměny kontejnerů umožňující velkou variabilitu přepravního systému vzhledem k požadavkům zákazníků i k přepravovaným materiálům;
- bezproblémová možnost zapojit nosiče kontejnerů i kontejnery do systému veřejné dopravy, tj. mimo resort, v případě nadkapacity vlastních přepravních výkonů;
- snížení počtu nakládacích a vykládacích mechanizačních prostředků a nákladů na jejich provoz a přesuny;
- kontejnery lze využívat nejen pro přepravu, ale i jako meziperační zásobníky vyrovnávající nerovnoměrnosti mezi výrobou, transportem a odbytem (případně

vyrovnávající technologicky nezbytná přerušení výrobního procesu) a jako dočasná mobilní skladovací zařízení;

- snížení ztrát a poškození přepravovaných a dočasně skladovaných materiálů (týká se nejen stavebních materiálů
- možné střídání různých transportních prostředků při dopravě jediného kontejneru
- snížení znečišťování veřejných komunikací při aplikaci auto-traktorového kontejnerového systému (terén-silnice);
- možnost netradičního využití kontejnerů, schopných ekonomicky příznivější formou kontejnerové nástavby nahradit některá technická řešení vyžadující v současné době samostatné podvozky nebo stavební objekty (cisterny, sklady), a tak snížit náklady na jejich výrobu a údržbu, zefektivnit jejich přesuny, resp. jedním základovým strojem obsáhnout širší spektrum prací.

Z hlediska pořizovací ceny může být nevýhodou vyšší jednorázová potřeba investičních prostředků pro uvedení kontejnerového systému do provozu. Aby totiž mohl být efektivně využitelný od prvního okamžiku, je nezbytné současně s prvním nosičem dát do oběhu více kontejnerů (konkrétní počet závisí na druhu přepravovaného materiálu; počtu přepravovaných materiálů; počtu míst nakládání a skládání; průměrné odvozní vzdálenosti a skutečnosti, zda jsou kontejnery používány jen pro přepravu materiálu, nebo i pro jeho dočasné skladování).

Kontejnerový přepravní systém umožňuje nejen racionalizaci přepravy a skladování materiálů, ale nabízí i další, netradiční možnosti využívání kontejnerů, která budou schopna nahradit některá technická řešení na samostatném podvozku. Řešení za pomoci kontejnerů budou investičně méně náročná a současně méně citlivá na údržbu, protože odpadne celá podvozková část včetně pneumatik a nutnost vybavovat mobilní zařízení signalizací (brzdová a směrová světla) nezbytnou pro účast v silničním provozu. Vyřeší se i běžný provozní problém kompatibility brzdné soustavy tažného vozidla s brzdovou soustavou přívěsu. Z vytypovaných možností použití kontejnerů mimo přepravní systém to jsou především: mobilní dílny, mobilní sklady včetně skladů pohonných hmot a olejů, cisterny (případně i s čerpadly pro zavlažování), protipožární technika, postřikovače, rozmetadla hnojiv, rozmetadla vápence, mobilní vytopny atd.

Výměnné kontejnerové nástavby také mohou umožnit ekonomické využívání jednoúčelových, sezónně používaných nástaveb při maximálním časovém využití základového stroje nosiče kontejnerů.

3. Popis traktorového nosiče kontejnerů TNK 5

Traktorový nosič kontejnerů TNK 5 je jednoosé přípojně vozidlo za traktor s nástavbou nosiče kontejnerů. Připojen k traktoru je pomocí oje o průměru 40 mm. Traktorový nosič kontejnerů umožňuje naložení, složení a přepravu kontejneru. Další možností je sklápění a vysypání přepravovaného nákladu. TNK 5 využívá k manipulaci s kontejnerem hydraulický systém traktoru. V systému jsou použité hydraulické prvky bránící přetížení přívěsu. Traktorový nosič kontejnerů TNK 5 využívá klasických kontejnerů dle normy DIN 30722 s výškou natahovacího háku 1 000 mm. Zajištění kontejneru je pneumatickým systémem rozpěrných prvků. Provozní brzdění přívěsu je zajištěno dvouokruhovým systémem vzduchových brzd. Parkovací brzda je mechanická. Součástí dodávky je kompletní přívěs včetně náhradního kola, blatníků a opěrné nohy.

Základní technické údaje:

Délka přívěsu	4 750 mm
Šířka přívěsu	2 200 mm
Výška přívěsu	2 020 mm
Průměr oka oje	40 mm
pneumatiky	385/65 R22,5
Provozní hmotnost	1 950 kg
Užitečná hmotnost	5 550 kg
Celková hmotnost	7 550 kg
Max. rychlost	40 km/h
Napájení el. zařízení	12 V
Brzdy	Vzduchové, dvouokruhové



Obr. 1. *Traktorový nosič kontejnerů TNK 5 ve výchozí poloze*



Obr. 2. *Traktorový nosič kontejnerů TNK 5 při nakládání kontejneru*



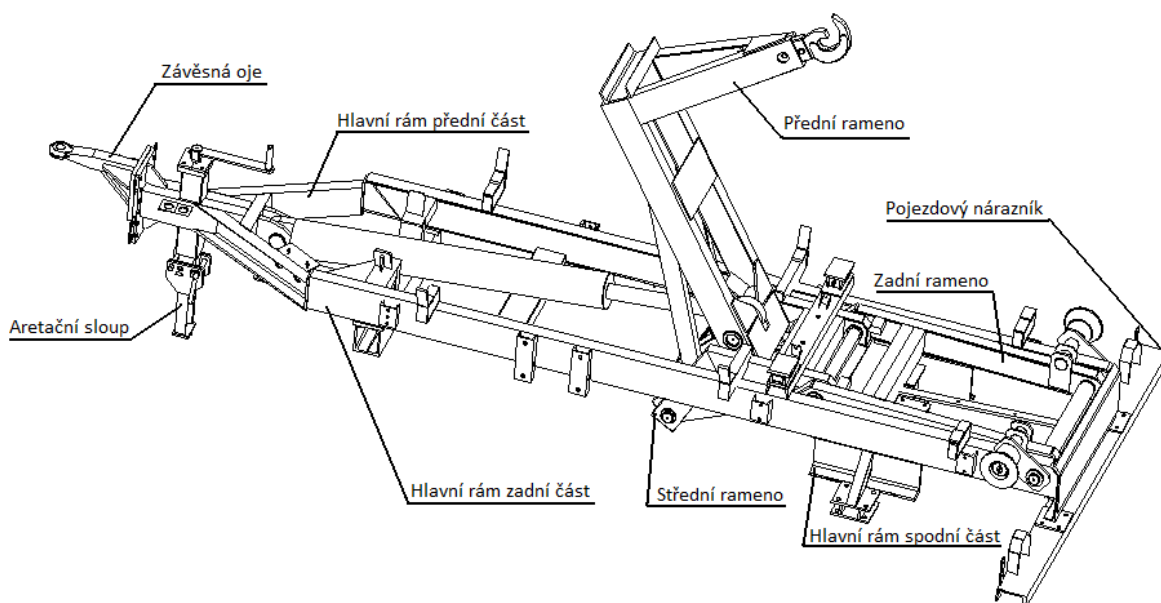
Obr. 3. *Traktorový nosič kontejnerů TNK 5 při sklápění kontejneru*

3.1 Rozbor konstrukce traktorového nosiče

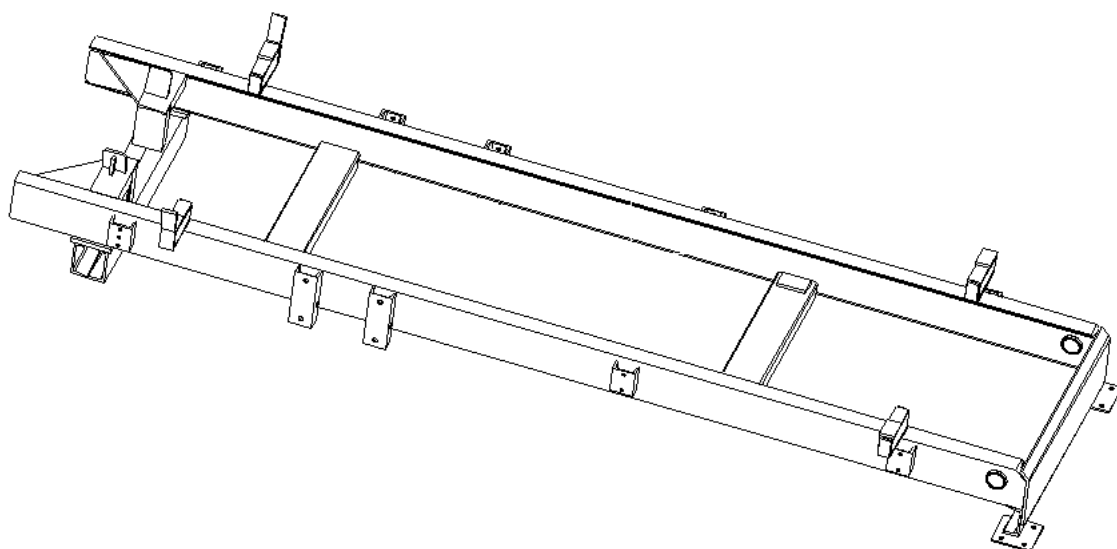
Použitý kontejnerový mechanismus je v konstrukčních výkresech označen jako „Natahovák_5t“. Konstrukčně je rozdělen na několik částí (použité značení dle dodané technické dokumentace). Pro názornost je uvedeno jen základní konstrukční rozdělení konstrukce. Další konstrukční dělení je uvedeno v příložené dokumentaci.

Pohled na model a jeho základní rozdělení je na obr. 4, jeho základní části jsou na dalších obrazcích

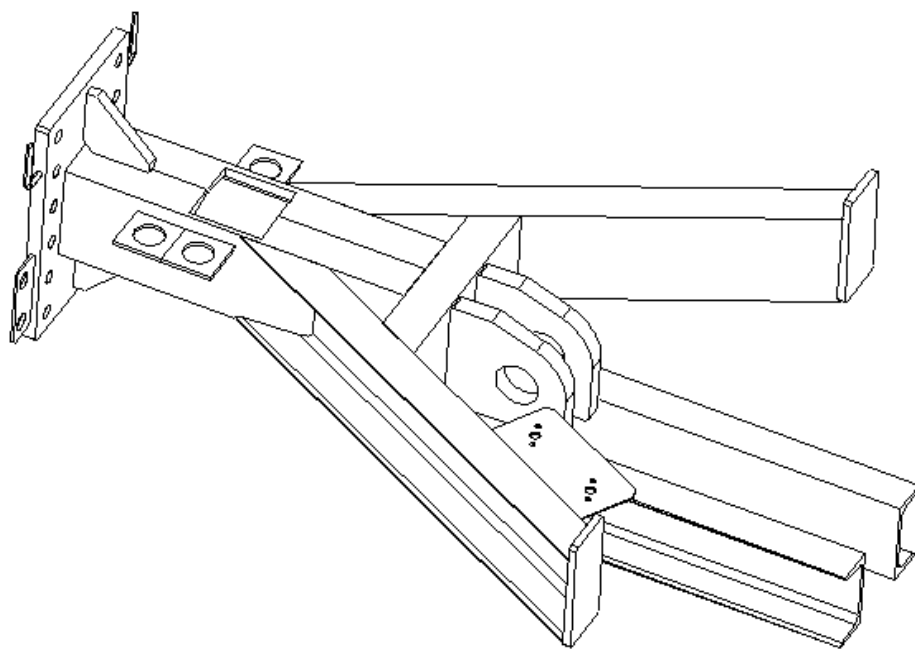
- Hlavní rám zadní část obr. 5
- Hlavní rám přední část obr. 6
- Závěsné oje obr. 7
- Pojezdový nárazník obr. 8
- Zadní rameno obr. 9
- Hlavní rám spodní část obr.10
- Aretační sloup obr. 11
- Střední rameno obr.12
- Přední rameno obr.13



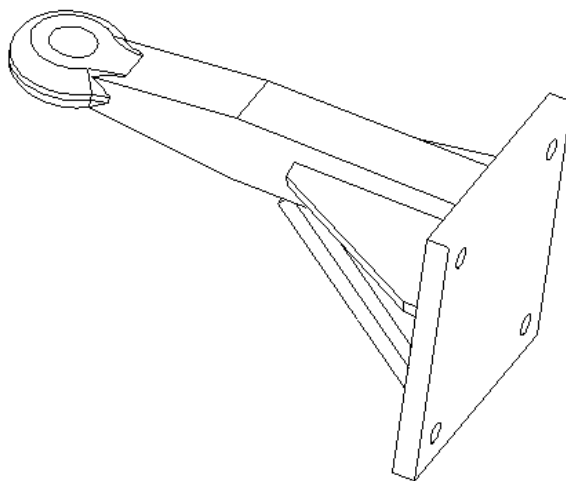
Obr. 4. Pohled na konstrukci



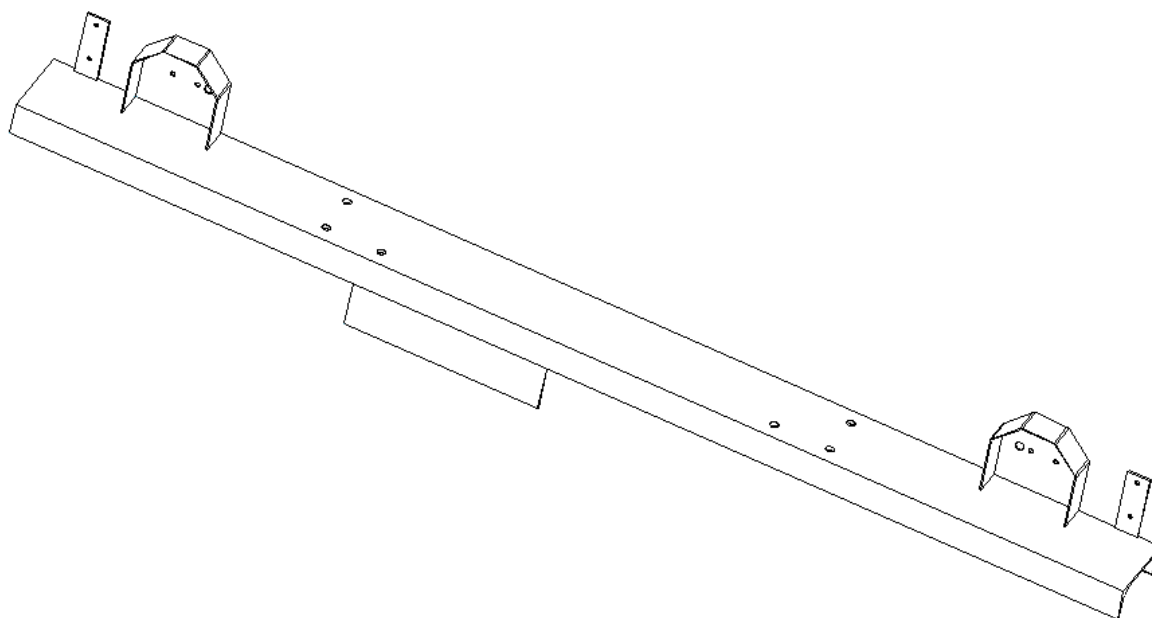
Obr. 5. Hlavní rám zadní část



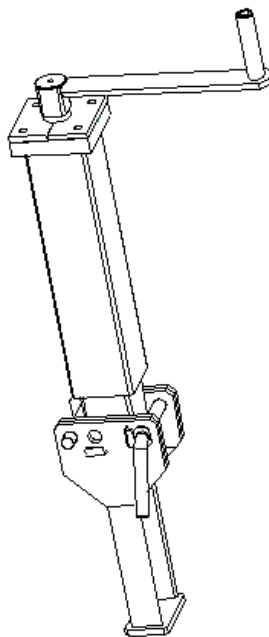
Obr. 6. Hlavní rám přední část



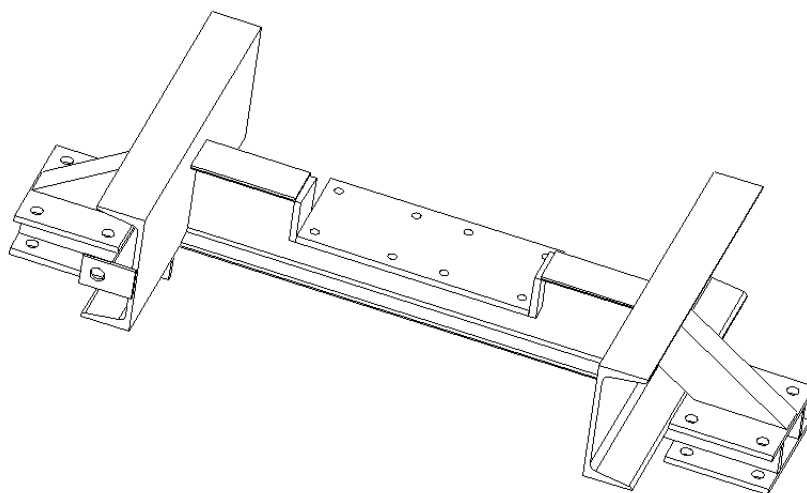
Obr. 7. Závěsné oje



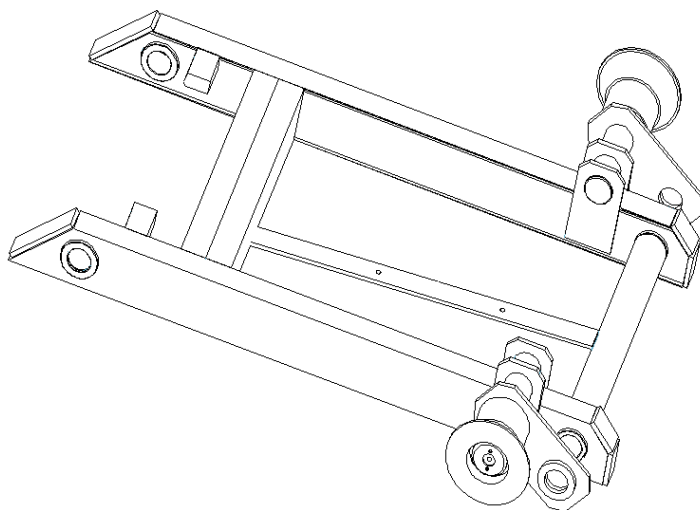
Obr. 8. Pojezdový nárazník



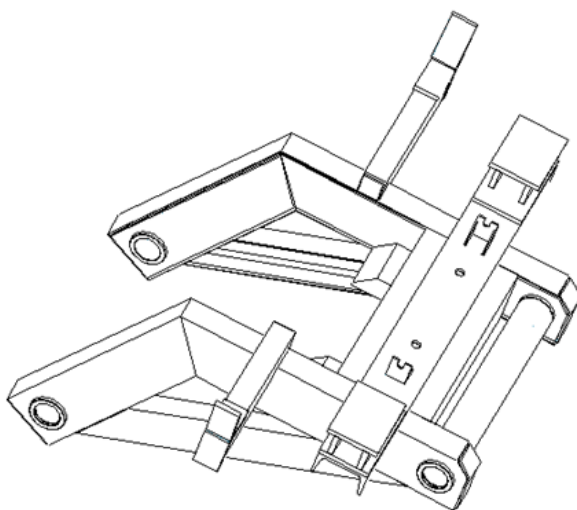
Obr. 9. Aretační sloup



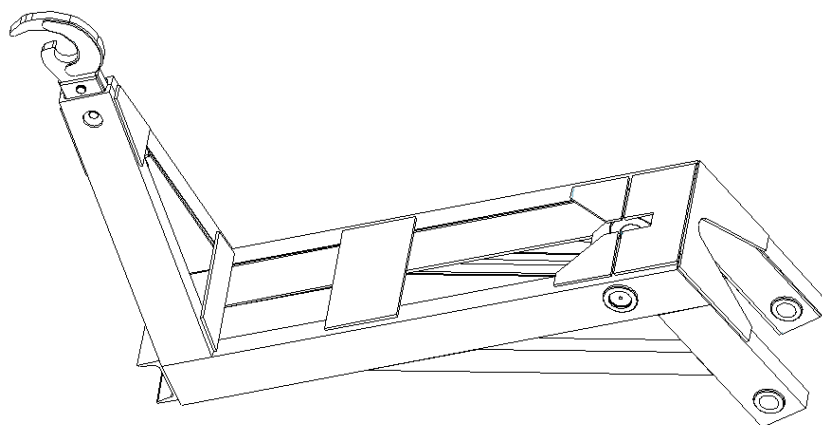
Obr. 10. Hlavní rám spodní část



Obr. 11. *Zadní rameno*



Obr. 12. *Střední rameno*

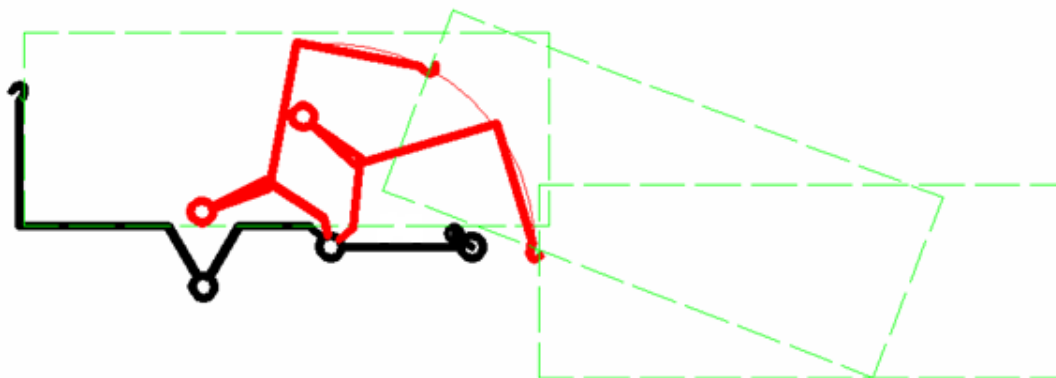


Obr. 13. *Přední rameno*

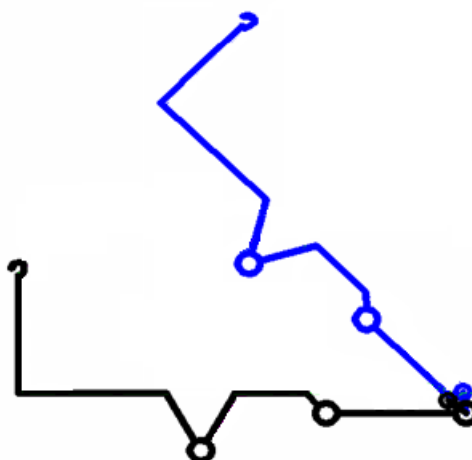
3.2 Popis sklápění kontejneru

Princip činnosti skládání, nakládání a sklápění kontejneru je možno vidět na obr.14.

- Černá barva znázorňuje ovládací mechanismus v základní poloze při naloženém kontejneru na nosič.
- Zelená barva znázorňuje kontejner a jeho polohu při skládání nebo nakládání.
- Červená barva znázorňuje pohyb mechanismu při skládání ve druhé fázi (resp. nakládání v první fázi).
- Modrá barva znázorňuje polohu mechanismu při sklápění (vysypávání).



Obr. 14. *Schéma nakládání*



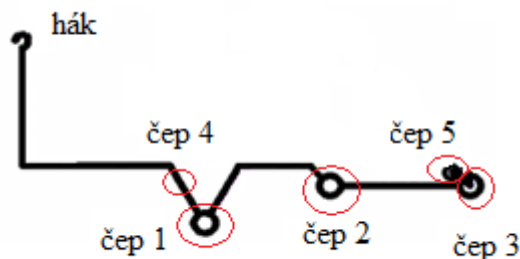
Obr. 15. *Schéma sklápění kontejneru*

Jednoramenný nosič kontejnerů se skládá z pevného rámu a dalších tří dílů (ramen), zajišťujících manipulaci kontejneru. Tyto části mechanismu jsou spojené klouby, kolem kterých se otáčí. Jedná se o zadní člen, střední člen a přední člen, na který je umístěn závěsný hák. V případě vysypávání kontejneru se mechanismus zajistí k rámu kontejneru a tím dojde k vytvoření celku otáčejícího se okolo čepu v zadní části.

Mechanismus vykonává tedy dva základní provozní pohyby sklápění kontejneru a jeho skládání resp. nakládání. Při vysypávání lze pohyb jednoznačně popsat jako rotaci kolem čepů. Při skládání (nakládání) je popis složitější a je třeba se mu více věnovat.

Nakládání a skládání mechanismu

Pro popis tohoto pohybu je mechanismus zobrazen v rovinně. Označeny jsou jednotlivé základní kinematické dvojice (klouby) jako čep 1, čep 2, čep 3, čep 4 a čep 5 dle obr.16. Kinematická dvojice je i mezi kontejnerem a hákem, která je pro tento příklad idealizovaná jako rotační vazba. Dále je vyšetřovaná síla v pístu. Celkem je tedy v rovinně sledováno 7 kinematických dvojic.



Obr. 16. Označení vazeb konstrukce

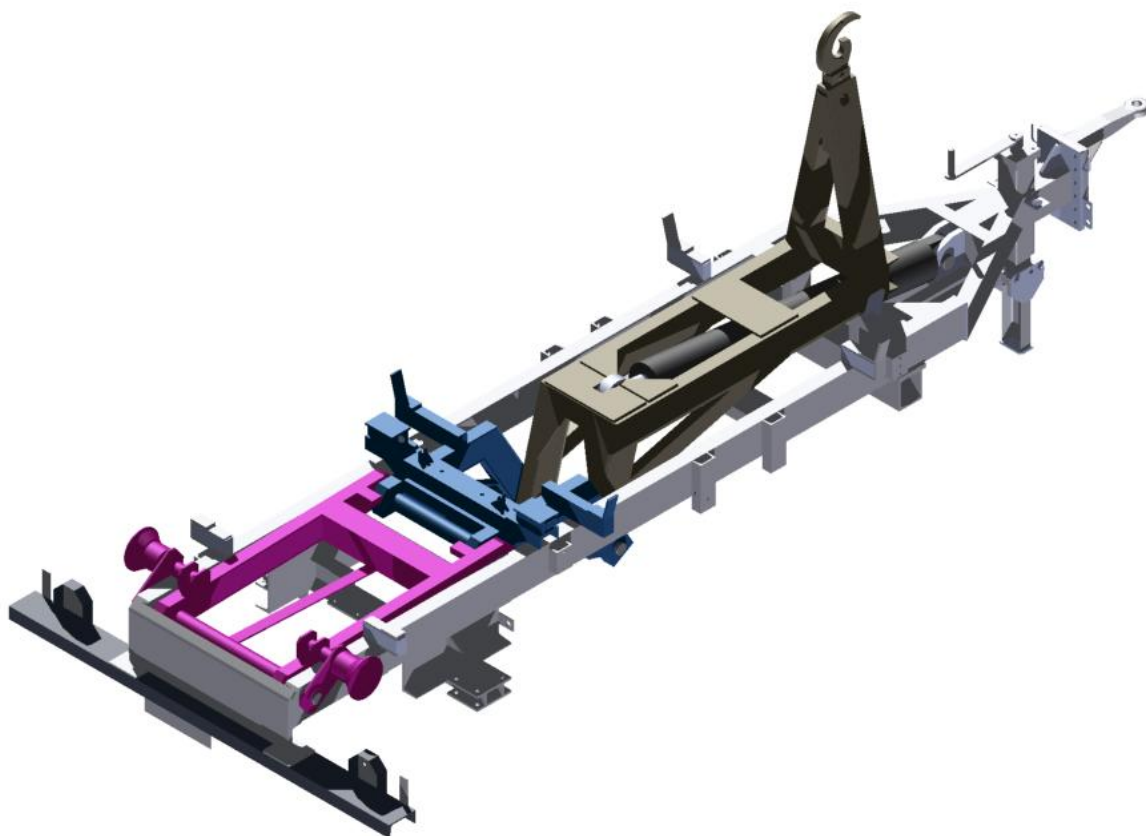
Skládání (nakládání) kontejneru má několik mezních poloh (mezní polohou rozumím takovou, při které dochází ke změně způsobu pohybu např. změna středu rotace) proces skládání (nakládání) se tedy rozdělil do několika dílčích fází. Nyní se uvažuje jen skládání kontejneru, při nakládání dochází ke stejným procesům, ale v opačném sledu. Jednotlivé fáze pohybu lze vidět na obr. 14.

První pohyb je rotace kolem čepu 1, který začíná okamžikem vzniku dostatečného tlaku v pístu (okamžiku, kdy začíná pohyb z výchozí polohy), tedy zahájením skládání. První pohyb končí kontaktem dotykových ploch předního a

středního ramene. V tomto okamžiku začíná druhý pohyb, kdy přední rameno společně se středním ramenem rotuje kolem čepu 2. Pohyb dva končí dotykem zadních pojezdových válečků kontejneru se zemí a v tomto okamžiku dochází k ukončení kontaktu mezi lyžemi kontejneru a kladkami. V této chvíli začíná pohyb číslo 3, ten končí těsně před dotykem koncových bodů lyží kontejneru se zemí. Tyto mezní polohy mechanismu vychází z konstrukčního návrhu. Poté v některých případech dochází k nepatrnému zvednutí zadního ramene (rotace kolem čepu 3), ale tuto fázi lze z hlediska ostatních pohybů, zanedbat.

Mechanismus lze rozdělit na pevný rám a pohyblivé části mechanismus. Za rám lze v tomto případě považovat části označené: hlavní rám zadní část, hlavní rám přední část, pojezdové oje, pojezdový nárazník, hlavní rám spodní část a aretační sloup, které budu považovat za hlavní rám. V tomto případě můžeme tedy za části mechanismu považovat tyto 4 části:

- Hlavní rám
- Zadní rameno
- Střední rameno
- Přední rameno



Obr. 17. 3D model natahováku

Tento mechanismus lze tedy považovat za vázaný mechanický systém a bude takto i řešen. Proto je vhodné uvést některé základní pojmy kinematiky bodu a tělesa, dynamického vyšetřování vázaných mechanických systémů a základní postupy řešení. Vzhledem k omezenému rozsahu předkládané práce jsou často využity závěry z odborné literatury s uvedením příslušných odkazů.

4 Základní teorie kinematiky bodu a tělesa

4.1. Kinematika bodu a tělesa v maticové formulaci

4.1.1. Vázané mechanické systémy

Můžeme-li v uzavřeném kinematickém řetězci některý člen nazvat rámem, dostáváme mechanismus. Byl-li původní řetězec jednoduchý, mluvíme o mechanismu jednoduchém a podobně byl-li složený nazýváme tento mechanismus složený.

Mechanismy, které obsahují převážně nižší kinematické dvojice, se nazývají kloubové mechanismy.

Zařízení, která vzniknou z jiných typů kinematických řetězců tím, že se některý jejich člen stane rámem, budeme vázané kinematické řetězce. V technické praxi se často i v tomto případě hovoří o mechanismech. Teorie složení jako nejobecnější pojem je soustava těles, kterým označujeme jakoukoli skupinu členů. Tyto členy obvykle považujeme za tuhé, volné nebo vzájemně vázané na rámu či uvolněné. Tato skupina může být pohyblivá i nepohyblivá, staticky určitá i neurčitá.

Pohyblivá soustava těles je vlastně mechanický systém. Mechanickým systémem je tedy i každý kinematický řetězec. Všechny mechanické systémy, které vzniknou z kinematických řetězců tím, že se v nich některý člen stane rámem, budeme nazývat vázané mechanické systémy. Mechanismy i vázané kinematické řetězce jsou tedy vázané mechanické systémy. Vázaný mechanický systém je v našem případě složen soustavou těles bez vůlí v kinematických dvojicích.

Vzájemná poloha sousedních členů vázaného mechanického systému je určena souřadnicemi příslušných kinematických dvojic. V množině těchto souřadnic jsou některé nezávislé, jiné závislé. Nezávislé souřadnice nazýváme souřadnice vázaného mechanického systému někdy i souřadnice mechanismu. Další popis a způsoby řešení vázaných mechanických systému lze najít např. v [1], [2] a [3].

Daný mechanismus lze považovat za vázaný mechanický systém. K analýze je vhodné použít maticový popis problému z důvodů snadné algoritmizace, a tedy

vhodného způsobu pro vyšetřování pohybu simulací pro numerické řešení na počítači. Následující text je proto věnován úvodu do dané problematiky.

Základem pro vypracování metod kinematické analýzy vázaných mechanických systému i jejich dynamické analýzy je kinematika prostorového pohybu bodu a tělesa v maticové formulaci. Předností tohoto zápisu je, že zachytí jediným symbolem geometrické, rychlostní i jiné veličiny tělesa.

4.1.2. Pohyb bodu a tělesa

V prostoru tělesa a zvolíme souřadnicový systém O_a, x_a, y_a, z_a a v prostoru tělesa b systém O_b, x_b, y_b, z_b . Oba systému necht' jsou pravoúhlé a pravotočivé. Vztah mezi souřadnicemi obecního bodu M v obou systémech je dán maticovou transformační rovnicí

$$\begin{pmatrix} x_{aM} \\ y_{aM} \\ z_{aM} \\ 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & a_1 \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & a_2 \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & a_3 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_{bM} \\ y_{bM} \\ z_{bM} \\ 1 \end{pmatrix} \quad (1)$$

Tento vztah můžeme napsat pomocí rozdělených matic jako

$$\begin{pmatrix} \mathbf{u}_{aM} \\ 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \mathbf{S}_{ab} & \mathbf{u}_{ab} \\ \mathbf{0} & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \mathbf{u}_{bM} \\ 1 \end{pmatrix} \quad (2)$$

a symbolickou maticovou rovnicí

$$\mathbf{r}_{aM} = \mathbf{T}_{ab} \mathbf{r}_{bM} \quad (3)$$

V uvedených rovnicích

$\mathbf{r}_{aM} = (x_{aM} \ y_{aM} \ z_{aM} \ 1)^T$	- rozšířený průvodič bodu M v prostoru a ,
$\mathbf{r}_{bM} = (x_{bM} \ y_{bM} \ z_{bM} \ 1)^T$	- rozšířený průvodič bodu M v prostoru b ,
$\mathbf{u}_{aM} = (x_{aM} \ y_{aM} \ z_{aM})^T$	- průvodič bodu M v prostoru a ,
$\mathbf{u}_{bM} = (x_{bM} \ y_{bM} \ z_{bM})^T$	- průvodič bodu M v prostoru b ,
\mathbf{T}_{ab}	- transformační matice pohybu $b:a$,
\mathbf{S}_{ab}	- matice směrových kosinů
\mathbf{u}_{ab}	- průvodič počátku O_b v prostoru a ,

0 - počátek [0 0 0]

Pomocí rozdělených matic lze psát, že

$$\mathbf{r}_{aM} = \begin{pmatrix} \mathbf{u}_{aM} \\ 1 \end{pmatrix} \quad \mathbf{r}_{bM} = \begin{pmatrix} \mathbf{u}_{bM} \\ 1 \end{pmatrix} \quad \mathbf{T}_{ab} = \begin{pmatrix} \mathbf{S}_{ab} & \mathbf{u}_{ab} \\ 0 & 0 \end{pmatrix} \quad (4)$$

Pohybuje-li se těleso b v prostoru a , jsou matice \mathbf{r}_{aM} a \mathbf{T}_{ab} funkcí času, pak \mathbf{r}_{bM} zůstává konstantní a rovnice

$$\mathbf{r}_{aM}(t) = \mathbf{T}_{ab}(t) \cdot \mathbf{r}_{bM} \quad (5)$$

vyjadřuje pohyb libovolného bodu M tělesa b v prostoru a . Je to maticová rovnice pohybu bodu M prostoru b a v prostoru a .

Pohybuje-li se bod M i v prostoru b , má rovnice (3) tvar

$$\mathbf{r}_{bM}(t) = \mathbf{T}_a(t) \cdot \mathbf{r}_{bM}(t) \quad (6)$$

To je výchozí maticová rovnice kinematiky současných pohybů bodu a tělesa. Pak můžeme rovnici (2) rozepsat do tvaru

$$\mathbf{u}_{aM} = \mathbf{S}_{ab} \mathbf{u}_{bM} + \mathbf{u}_{ab} \quad (7)$$

Ta vyjadřuje základní rozklad pohybu $b : a$ k referenčnímu bodu 0_a :

\mathbf{S}_{ab}	- popisuje relativní sférický pohyb,
\mathbf{u}_{ab}	- unášivý posuvný pohyb

4.1.3. Rychlosti

Derivací rovnice (3) podle času získáme vztah pro rychlosti. Je

$$\mathbf{v}_{aM} = (\dot{\mathbf{T}}_{ab}) \mathbf{r}_{bM} \quad , \quad (8)$$

kde \mathbf{v}_{aM} je rozšířená rychlost bodu M v prostoru a . Pro ni platí

$$\mathbf{v}_{aM} = \dot{\mathbf{r}}_{aM} = \begin{pmatrix} \dot{u}_{aM} & 0 \end{pmatrix}^T = \begin{pmatrix} \dot{x}_{aM} & \dot{y}_{aM} & \dot{z}_{aM} & 0 \end{pmatrix}^T \quad (9)$$

Výraz (9) upravíme a dostáváme

$$\dot{\mathbf{T}}_{ab} = \mathbf{T}_{ab} \cdot \mathbf{V}_{ab} \quad , \quad (10)$$

kde

$$\mathbf{V}_{ab} = (\mathbf{T}_{ab})^{-1} \dot{\mathbf{T}}_{ab} \quad . \quad (11)$$

Matice \mathbf{V}_{ab} se nazývá matice rychlosti pohybu $b : a$.

Rozšířená rychlost obecného bodu M tělesa b je pak dána (dle [1] a [3]) rovnicí

$$\mathbf{v}_{aM} = \mathbf{T}_{ab} \mathbf{V}_{ab} \mathbf{r}_{bM} \quad (12)$$

kde matice rychlosti

$$\mathbf{V}_{ab} = \begin{pmatrix} \boldsymbol{\Omega}_{ab} & \mathbf{S}_{ab}^T \dot{\mathbf{u}}_{ab} \\ 0 & 0 \end{pmatrix} \quad (13)$$

Dosadíme-li do (22) rozdělené matice (13),(4) a (23), dostaneme po rozepsání rovnici

$$\dot{\mathbf{u}}_{aM} = \mathbf{S}_{ab} \boldsymbol{\Omega}_{ab} \mathbf{u}_{bM} + \dot{\mathbf{u}}_{ab} \quad (14)$$

Kde

$$\dot{\mathbf{u}}_{aM} = \begin{pmatrix} \dot{x}_{aM} & \dot{y}_{aM} & \dot{z}_{aM} \end{pmatrix}^T$$

$$\dot{\mathbf{u}}_{ab}$$

- je rychlost bodu M v prostoru a ,

- rychlost počátku O_b v prostoru a .

4.1.4. Zrychlení

Derivací rovnice (8) podle času dostáváme vztah pro zrychlení. Je

$$\mathbf{a}_{aM} = \ddot{\mathbf{T}}_{ab} \mathbf{r}_{bM}, \quad (15)$$

kde

$$\mathbf{a}_{aM} = \mathbf{v}_{aM} = \mathbf{r}_{aM} = \begin{pmatrix} \mathbf{u}_{aM} & 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x_{aM} & y_{aM} & z_{aM} & 0 \end{pmatrix}^T \quad (16)$$

je rozšířené zrychlení bodu M v prostoru a .

Matici $\ddot{\mathbf{T}}_{ab}$ můžeme vypočíst též užitím (14). Je

$$\ddot{\mathbf{T}}_{ab} = \dot{\mathbf{T}}_{ab} \mathbf{V}_{ab} + \mathbf{T}_{ab} \dot{\mathbf{V}}_{ab} \quad (17)$$

Matice

$$\mathbf{A}_{ab} = \dot{\mathbf{V}}_{ab} \quad (18)$$

se nazývá matice zrychlení pohybu $b : a$; matice

$$\mathbf{A}_{ab} = \dot{\boldsymbol{\Omega}}_{ab} \quad (19)$$

se nazývá matice úhlového zrychlení pohybu $b : a$.

Pak lze výraz (17) upravit

$$\ddot{\mathbf{T}}_{ab} = \mathbf{T}_{ab} \left[\mathbf{A}_{ab} + (\mathbf{V}_{ab})^2 \right], \quad (20)$$

kde matice zrychlení

$$\mathbf{A}_{ab} = \begin{pmatrix} \mathbf{A}_{ab} & \mathbf{S}_{ab}^T \ddot{\mathbf{u}}_{ab} - \boldsymbol{\Omega}_{ab} \mathbf{S}_{ab}^T \dot{\mathbf{u}}_{ab} \\ 0 & 0 \end{pmatrix}, \quad (21)$$

jak plyne z předcházejících rovnic. Tato matice je zřejmě singulární.

Dosazením (17) do (15) dostáváme jiný tvar pro zrychlení bodu M

$$\mathbf{a}_{aM} = \mathbf{T}_{ab} \left[\mathbf{A}_{ab} + (\mathbf{V}_{ab})^2 \right] \mathbf{r}_{bM}. \quad (22)$$

Sečteme $\mathbf{A}_{ab} + (\mathbf{V}_{ab})^2$ ve vzorci (22) a dostaneme

$$\mathbf{B}_{ab} = \mathbf{A}_{ab} + (\mathbf{V}_{ab})^2 = \begin{pmatrix} \mathbf{A}_{ab} + (\boldsymbol{\Omega}_{ab})^2 & \mathbf{S}_{ab}^T \ddot{\mathbf{u}}_{ab} \\ 0 & 0 \end{pmatrix}. \quad (23)$$

Matice \mathbf{B}_{ab} se nazývá úplná matice zrychlení. Její prvek $\mathbf{s}_{ab}^T \ddot{\mathbf{u}}_{ab}$ vyjadřuje zrychlení počátku O_b pomocí složek v prostoru b . Výraz (32) lze pak také napsat ve tvaru

$$\mathbf{a}_{aM} = \mathbf{T}_{ab} \mathbf{B}_{ab} \mathbf{r}_{bM} \quad (24)$$

Tímto byla předložena základní teorie kinematiky bodu a tělesa v maticové formulaci. Důležitá pro následné numerické řešení úlohy. Další důležité pojmy z teorie kinematiky jsou uvedeny na následujících stránkách, pro hlubší studium teorie kinematiky bodu a těles lze doporučit např. [1], kde můžeme mimo jiné najít i způsoby sestavování transformačních matic nižších i vyšších kinematických dvojic, teorii základních pohybu apod.

4.2. Dynamické vyšetřování vázaných mechanických systémů

Z praktického hlediska je vhodné rozdělit celou problematiku do dvou částí:

- na dynamiku vázaného mechanického systému s předepsaným pohybem (kinetostatiku)
- na vlnití dynamiku vázaného mechanického systému, kdy při daných akčních silách pohyb soustavy vyšetřujeme.

Prvním případem se budeme zabývat v následující kapitole, druhý lze nálezt např. v [1].

Obecné řešení metodou úplného kinetostatického řešení prostorových vázaných systému, tj. metoda, která umožňuje vypočítat potřebné hnací účinky a reakce v jednotlivých vazbách (kinematických dvojicích) prostorového vázaného mechanického systému, jehož pohyb je předepsán nebo byl předem vyšetřen a na nějž působí dané zátěžné účinky. Přitom budeme systém považovat za soustavu tuhých těles a kinematické dvojice za ideální (bez pasivních odporů a bez vůlí).

K řešení použijem d'Alembertova principu. Pro každý člen sestavíme maticovou pohybovou rovnici dynamické rovnováhy, které vytvoří matematický model problému.

V prostoru běžného členu j zkoumaného n -členného vázaného mechanického systému zvolíme souřadnicový systém O_j, x_j, y_j, z_j tak, aby měl výhodnou polohu

vzhledem ke zvolené kinematické dvojici na tomto členu, tento souřadnicový systém a dvojici nazveme základní.

Na tento člen působí akční, reakční a setrvačné silové účinky, které jsou v rovnováze. Nahradíme je výslednými účinky a ty nyní vypočteme.

Soustavu daných akčních sil a dvojic působících na j -tý člen nahradíme výslednou silou a dvojicí v počátku O_j . Označíme je

$$\begin{aligned} (\mathbf{F}_{jj})^A &= \begin{bmatrix} (F_{jjx})^A & (F_{jyy})^A & (F_{jjz})^A \end{bmatrix}^T \\ (\mathbf{M}_{jj})^A &= \begin{bmatrix} (M_{jjx})^A & (M_{jyy})^A & (M_{jjz})^A \end{bmatrix}^T \end{aligned} \quad (25)$$

Nebo souhrnně lze zapsat ve tvaru

$$\begin{pmatrix} \vec{\mathbf{F}}_{jj} \end{pmatrix}^A = \begin{bmatrix} (\mathbf{F}_{jj})^A & (\mathbf{M}_{jj})^A \end{bmatrix}^T \quad (26)$$

Vektory (25) jsou trojrozměrné, jsou vyjádřeny složkami v prostoru j . Tytéž veličiny, nahrazené pro počátek prostoru i , vypočteme pomocí vztahů

$$\begin{aligned} (\mathbf{F}_{ij})^A &= \mathbf{S}_{ij} (\mathbf{F}_{jj})^A, \\ (\mathbf{M}_{ij})^A &= \mathbf{S}_{ij} (\mathbf{M}_{jj})^A + \mathbf{R}_{ij} \mathbf{S}_{ij} (\mathbf{F}_{ij})^A. \end{aligned} \quad (27)$$

Resp.

$$\begin{pmatrix} \vec{\mathbf{F}}_{ij} \end{pmatrix}^A = \vec{\mathbf{R}}_{ij} \vec{\mathbf{S}}_{ij} \begin{pmatrix} \vec{\mathbf{F}}_{jj} \end{pmatrix}^A \quad (28)$$

kde

$$\begin{pmatrix} \vec{\mathbf{F}}_{ij} \end{pmatrix}^A = \begin{bmatrix} (\mathbf{F}_{ij})^A \\ (\mathbf{M}_{ij})^A \end{bmatrix}, \quad \vec{\mathbf{S}}_{ij} = \begin{pmatrix} \mathbf{S}_{ij} & 0 \\ 0 & \mathbf{S}_{ij} \end{pmatrix}, \quad \vec{\mathbf{R}}_{ij} = \begin{pmatrix} \mathbf{1} & 0 \\ \mathbf{R}_{ij} & \mathbf{1} \end{pmatrix}. \quad (29)$$

Přesnou definici matic \mathbf{S}_{ij} a \mathbf{R}_{ij} lze nalézt v [1] [3].

Prostor i je obvykle prostor rámu nebo prostor sousedního členu.

Ve vektorech výsledných silových veličin (25), (26) a dalších označuje druhý index člen, na nějž síla či moment působí, první index označuje prostor, v němž je složkami vyjadřujeme.

Působí-li na těleso j více sil a silových dvojic v bodech označíme jejich průvodič v tomto tělese

$$\mathbf{r}_{j\alpha} = \begin{pmatrix} x_{j\alpha} & y_{j\alpha} & z_{j\alpha} \end{pmatrix}^T$$

a příslušné síly a silové dvojice

$$\mathbf{F}_{jj\alpha} = \begin{pmatrix} F_{jj\alpha x} & F_{jj\alpha y} & F_{jj\alpha z} \end{pmatrix}^T,$$

$$\mathbf{M}_{jj\alpha} = \begin{pmatrix} M_{jj\alpha x} & M_{jj\alpha y} & M_{jj\alpha z} \end{pmatrix}^T.$$

Výslednou sílu a silovou dvojici (2.1) pak vypočteme podle vzorců

$$\mathbf{F}_{jj} = \sum_{\alpha=1}^n \mathbf{F}_{jj\alpha},$$

$$\mathbf{M}_{jj} = \sum_{\alpha=1}^n (\mathbf{R}_{j\alpha} \mathbf{F}_{jj\alpha} + \mathbf{M}_{jj\alpha}),$$
(30)

kde

$$\mathbf{R}_{j\alpha} = \begin{pmatrix} 0 & -z_{j\alpha} & y_{j\alpha} \\ z_{j\alpha} & 0 & -x_{j\alpha} \\ -y_{j\alpha} & x_{j\alpha} & 0 \end{pmatrix}.$$

Reakční síly v základní dvojici nahradíme rovněž silou a silovou dvojicí v počátku O_j a označíme

$$(\mathbf{F}_{jj})^R, (\mathbf{M}_{jj})^R,$$

respektive souhrnně (31)

$$\left(\begin{matrix} \rightarrow \\ \mathbf{F}_{jj} \end{matrix} \right)^R = \left[(\mathbf{F}_{jj})^R \quad (\mathbf{M}_{jj})^R \right]^T,$$

jsou-li vyjádřeny složkami v prostoru členu j . A podobně jsou-li vyjádřeny v prostoru členu i .

$$(\mathbf{F}_{ij})^R, (\mathbf{M}_{ij})^R,$$

resp. (32)

$$\left(\begin{matrix} \rightarrow \\ \mathbf{F}_{ij} \end{matrix} \right)^R = \left[(\mathbf{F}_{ij})^R \quad (\mathbf{M}_{ij})^R \right]^T$$

Mezi veličinami (31) a (32) platí vztahy zcela obdobné (27) a (28). Je-li vyšetřovaný vázaný mechanický systém tvořen otevřeným řetězcem, jsou základními dvojicemi vyčerpány všechny kinematické dvojice a tím zachyceny všechny reakční účinky. Jde-li však o systém tvořený uzavřeným nebo smíšeným řetězcem s k -smyčkami je počet kinematických dvojic o k vyšší než počet pohyblivých členů. V těchto zbylých dvojicích zvolíme též souřadnicové systémy spojené buď s jedním nebo druhým členem dvojici tvořícím a z toho vyjádříme reakce obdobným způsobem jako ve dvojici základní. Mezi reakční účinky zahrnujeme v této úloze i hnací účinky.

Nyní vyjádříme výsledné setrvačné účinky působící na j -tý člen.

Výsledná setrvačná síla

$$(\mathbf{F}_j)^D = -m_j \ddot{\mathbf{u}}_1 s_j, \quad (33)$$

Kde m_j je hmotnost j -tého členu,

$\ddot{\mathbf{u}}_1 s_j$ - zrychlení těžiště S_j tohoto členu

Do prostoru j se transformuje tato veličina rovnicí

$$(\mathbf{F}_{jj})^D = \mathbf{s}_{j1} \cdot (\mathbf{F}_{1j})^D, \quad (34)$$

Kde

$$\mathbf{s}_{j1} = (\mathbf{s}_{1j})^{-1} = \mathbf{s}_{1j}^T.$$

Výsledná setrvačná dvojice je dána záporně vzatou levou stranou zobecněných Eulerových dynamických rovnic (Počátek O_j neleží obecně v těžišti S_j a osy x_j, y_j, z_j nejsou obecně hlavní osy setrvačnosti, proto je potřeba považovat zobecněné rovnice), tedy

$$(\mathbf{M}_{jj})^D = -(\mathbf{I}_{jj} \dot{\boldsymbol{\omega}}_{1j} + \boldsymbol{\Omega}_{1j} \mathbf{I}_{jj} \boldsymbol{\omega}_{1j}) + \mathbf{R}_{jS_j} (\mathbf{F}_{jj}^*)^D, \quad (35)$$

kde

$$\mathbf{I}_{jj} = \begin{pmatrix} I_x & -C_{xy} & -C_{xz} \\ -C_{yx} & I_y & -C_{yz} \\ -C_{zx} & -C_{zy} & I_z \end{pmatrix}_j$$

je matice setrvačnosti členu j vzhledem k jeho souřadnicovému systému,

- $\mathbf{\Omega}_{1j}$ - matice úhlové rychlosti pohybu $j : 1$,
 $\mathbf{\omega}_{1j}$ - příslušný vektor úhlové rychlosti,

$$\mathbf{R}_{jS_j} = \begin{pmatrix} 0 & -z_{jS_j} & y_{jS_j} \\ z_{jS_j} & 0 & -x_{jS_j} \\ -y_{jS_j} & x_{jS_j} & 0 \end{pmatrix}$$

je průvodič těžiště S_j ve členu j vyjádřený souřadnicemi v systému j , a

$$(\mathbf{F}_{jj}^*)^D = -m_j \ddot{\mathbf{u}}_{j0_j},$$

kde $\ddot{\mathbf{u}}_{j0_j}$ je zrychlení počátku O_j vyjádřené v systému j .

Souhrnně pak lze výsledné setrvačné účinky zapsat vektorem

$$(\vec{\mathbf{F}}_{jj})^D = \left[(\mathbf{F}_{jj})^D \quad (\mathbf{M}_{jj})^D \right]^T. \quad (36)$$

Nyní již lze přistoupit k sestavení pohybových rovnic

Pohybová rovnice j -tého členu zní

$$(\vec{\mathbf{F}}_{jj})^A + (\vec{\mathbf{F}}_{jj})^D + (\vec{\mathbf{F}}_{jj})^R + \sum_{e=1}^n (\vec{\mathbf{F}}_{je}^*)^R = \mathbf{0}, \quad (37)$$

kde

$$(\vec{\mathbf{F}}_{je}^*)^R = \left[(\mathbf{F}_{je}^*)^R \quad (\mathbf{M}_{je}^*)^R \right]^T,$$

je souhrnný vektor reakce v kinematické dvojici je , vyjádřený v prostoru j a redukováný do počátku O_e . metody výpočty vektorů, lze nalézt např. v [1]

Pohybové rovnice jednotlivých členů jsou psány v lokálních souřadnicových systémech, tj. v systémech jednotlivých členů, z kterých vyplývá význam složek reakcí vazeb a hnacích účinků.

4.2.1 Reakce vazeb a hnací účinky

Je-li kinematická dvojice dvojicí j -té třídy, obsahuje souhrnný vektor reakce této vazby jen j nenulových prvků.

Je-li např. tedy osa z osou rotace nebo posuvu, má tento vektor tvar

rotační dvojice
$$\begin{pmatrix} \vec{F} \end{pmatrix}^R = \begin{bmatrix} (F_x)^R & (F_y)^R & (F_z)^R & (M_x)^R & (M_y)^R & 0 \end{bmatrix}^T,$$

posuvná dvojice
$$\begin{pmatrix} \vec{F} \end{pmatrix}^R = \begin{bmatrix} (F_x)^R & (F_y)^R & 0 & (M_x)^R & (M_y)^R & (M_z)^R \end{bmatrix}^T,$$

válcové dvojice
$$\begin{pmatrix} \vec{F} \end{pmatrix}^R = \begin{bmatrix} (F_x)^R & (F_y)^R & 0 & (M_x)^R & (M_y)^R & 0 \end{bmatrix}^T,$$

atd.

Indexy označují prostory členů, v nichž síly působí, respektive, v nichž jsou vyjádřeny složkami, vynecháme.

Jak již bylo uvedeno, zahrnují se hnací účinky mezi reakce vazeb. Vyplývá to z toho, že tyto hnací účinky jsou v tomto typu úlohy rovněž neznámé a téměř vždy působí v ose dvojice, pro niž je složka reakce nulová, což je výhodné při počítačovém modelování.

Je-li tedy hnací silou např. síla $(F_z)^A$ v posuvné dvojici, je odpovídající vektor plný a je

$$\begin{pmatrix} \vec{F} \end{pmatrix}^R = \begin{bmatrix} (F_x)^R & (F_y)^R & (F_z)^R & (M_x)^R & (M_y)^R & (M_z)^R \end{bmatrix}^T \text{ apod.}$$

Úplné kinetostatické řešení univerzálního kloubu je uvedeno v [6]. O algoritmizaci řešení užitím matic se lze dozvědět více např. v [1].

Při pomalém pohybu vázaných mechanických systému jsou výsledné setrvačné účinky malé a někdy je možno vůči akčním silám, působícím na mechanismus, zanedbat. Pak mluvíme o kvazistatickém řešení vázaného mechanického systému, tedy o zvláštním případě dynamického řešení.

Při kinetostatickém řešení mechanismů se obvykle pohyb hnacích členů aproximuje například se předpokládá rovnoměrný pohyb.

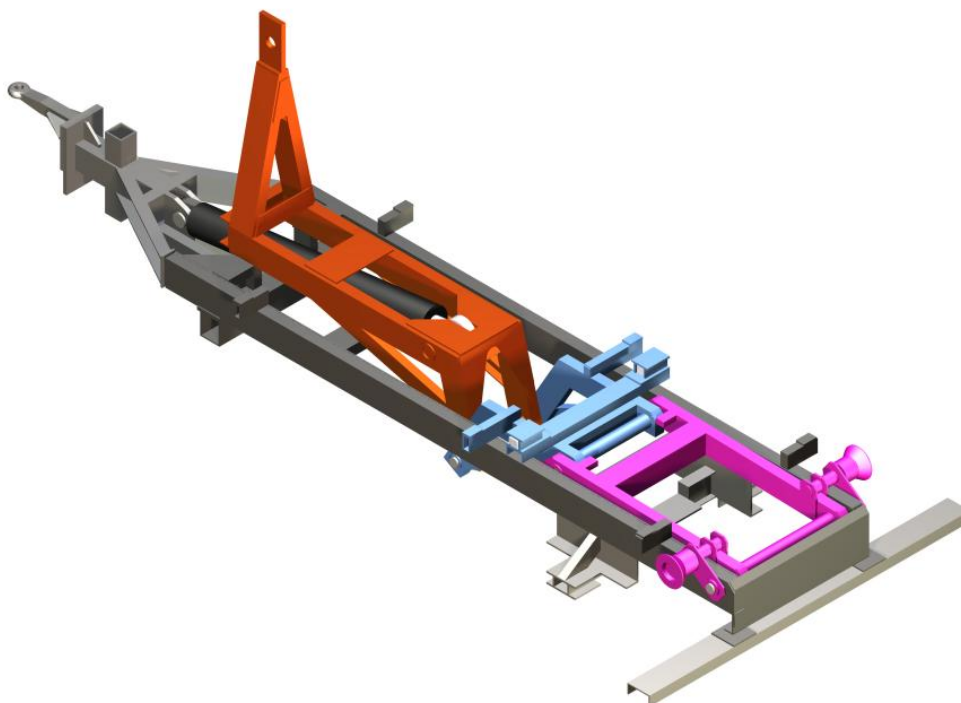
Tyto úlohy vedou na řešení soustavy šesti nelineárních (transcendentních) rovnic. Jejich analytické řešení je možné jen v některých konkrétních případech. Obecně se tyto rovnice řeší numericky. V použitém programu ANSYS se tyto metody řeší pomocí numerické metody zvané Runge-Kutta 4. popř. 5. řádu.

Tímto byl položen základ způsobu a metody řešení mechanismů k dalšímu studiu způsobu řešení lze doporučit [1], [2], [3], [4], a [6].

5 Výpočtový model

5.1. Předpoklady řešení

Kompletní geometrický model natahováku byl vytvořen pomocí 3D modeláře Autodesk Inventor Professional 2009 dle poskytnuté technické dokumentace. Konečný 3D model byl upraven kvůli jednodušší aplikaci diskretizace na konečné prvky. Dále, pro zjednodušení diskretizace, následného výpočtu a zkrácení výpočtového času v MKP programu ANSYS, nebyly některé části konstrukce do modelu použitého k výpočtu zahrnuty. Do výpočtu nebyly zahrnuty jen části, které lze z hlediska výpočtu považovat za nepodstatné a neovlivňující funkci mechanismu (např. různé konstrukční držáky tlakových rozvodových hadic, držáky a krytky potkávacích světel atd. viz. obr. 18). Dále nebyly uvažovány svarové housenky spojující dílčích částí. Trojrozměrný model je vhodný pro případ dalších požadovaných analýz.



Obr. 18. *Výpočtový model*

Traktorový návěs pro kontejnery je zapražen tažným okem za tažné zařízení traktoru. Tažné zařízení přenáší i částečnou zátěž. Tato zátěž na tažném zařízení se mění v průběhu skládání, natahování a sklápění kontejneru.

Během výpočtu se předpokládá, že materiál v kontejneru je rovnoměrně rozložen a je homogenní. Dále při sklápění a natahování nedochází k pohybu naloženého materiálu. Při sklápění a natahování nemění polohu vůči kontejneru.

Rychlost natahování kontejneru byla změřena experimentálně. Za účelem měření průměrné rychlosti pístu byl nakládán prázdný kontejner. Lze předpokládat, že při naloženém kontejneru nebude tato rychlost překonaná. Při nakládání prázdného kontejneru se rychlost jevila jako rovnoměrná bez výrazných změn rychlosti.

Při nakládání byl naměřen čas 160 s při teoretickém maximálním možném zdvihu pístu 1.35 m lze průměrnou rychlost snadno dopočítat $\frac{1.35m}{160s} = 0.00844 \frac{m}{s}$. Kvůli možným chybám a dalším nepřesnostem při výpočtu vlivu setrvačných účinků na mechanismus budeme počítat s hodnotou $0.01 \frac{m}{s}$.

5.2. Vliv setrvačných a tíhových sil na provozní zatěžovací účinky mechanismu

K ověření vlivu tíhových a setrvačných sil působících na mechanismus během provozu byla použita počítačová analýza. Při řešení dané úlohy bylo užito počítačového modelování s využitím numerických metod, konkrétně metoda konečných prvků (dále jen MKP). K provedení MKP analýzy byl užit výpočtový program ANSYS 12 Workbench, do jehož pracovního prostředí byl importován upravený geometrický model vytvořený v CAD systému Autodesk Inventor Professional 2009. Ke studiu vlivu setrvačných a tíhových sil byla použita analýza v programu ANSYS nazvaná jako Transient Structural (MBD) (multibody dynamics), Tento typ analýzy je vhodný pro určení dynamické odezvy tuhých těles spojených klouby anebo pružinami. Tato metoda využívá numerickou integraci pohybových rovnic. K numerické integraci je použita numerická integrační metoda Runge-Kutta 4. řádu [6].

Provedená analýza vlivu setrvačných a tíhových sil respektuje předchozí závěry. (např. rozdělení procesu nakládání na 3 fáze). Pro analýzu je použito absolutně tuhých těles. Ke studiu vlivu setrvačných a tíhových sil jsou sledovány reakční síly v jednotlivých vazbách mezi členy mechanismu. K analýze vlivu tíhových a setrvačných sil byly provedeny dva různé výpočty. Jeden tkz. kvazistatický, při kterém je rychlost pístu blízká nule, čili setrvačné účinky konstrukce lze u tohoto výpočtu považovat za nulové. U této analýzy je dále hmotnost konstrukce považovaná za nulovou.

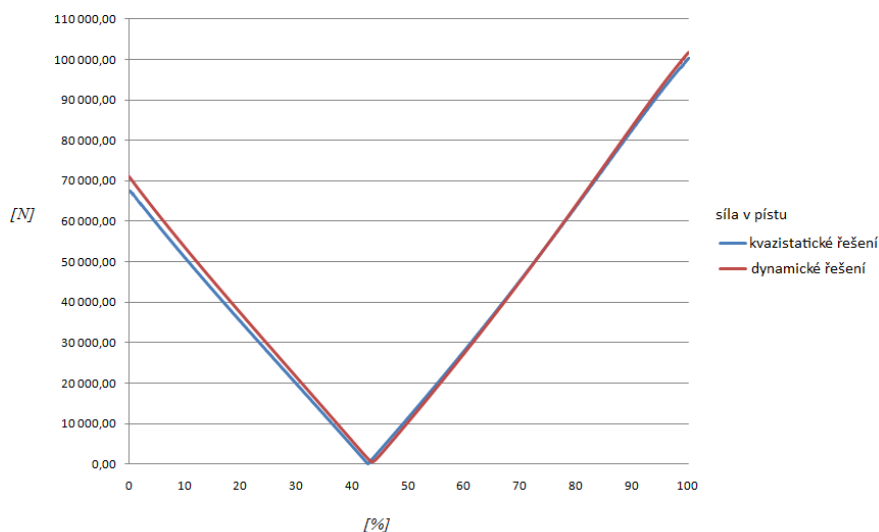
U druhého výpočtu je rychlost pístu nastavena podle provedeného experimentu a započítána vlastní tíha konstrukce. Srovnáním silových reakcí v jednotlivých vazbách se určí vliv tíhových a setrvačných účinků na provozní zatěžování konstrukce.

Pro přehlednost jsou uvedeny jen výsledné velikosti sil v jednotlivých vazbách pro kvazistatické a dynamické řešení.

5.2.1. Výsledky získané analýzou výpočtového modelu

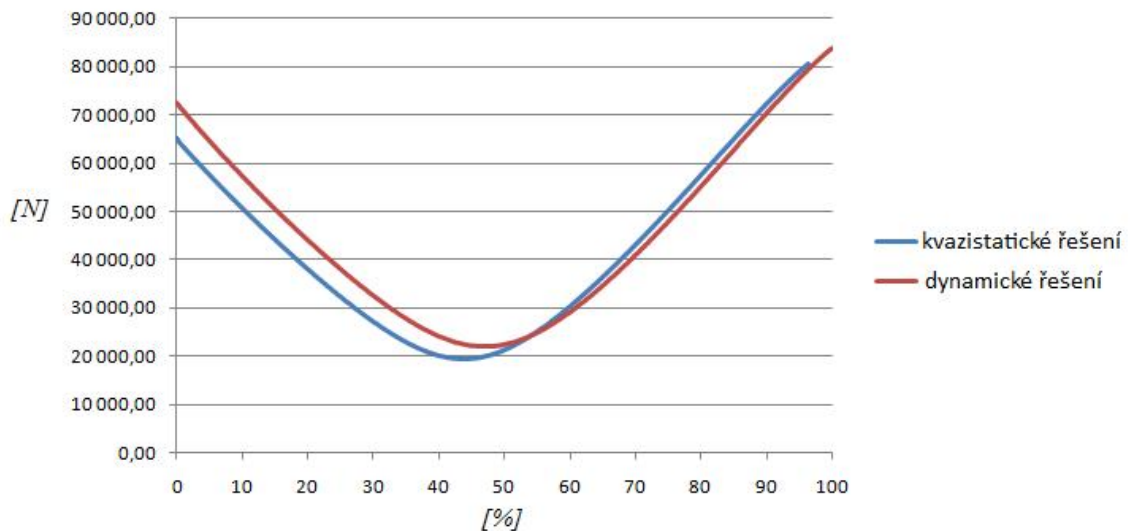
Výsledně průběhy sil první fáze skládání

Na ose y jsou vynášeny síly v Newtonech, na ose x je hodnota v % celkového času pohybu jedna. První fázi rozumíme naklápění předního ramene až do okamžiku jeho dotyku se středním ramenem.

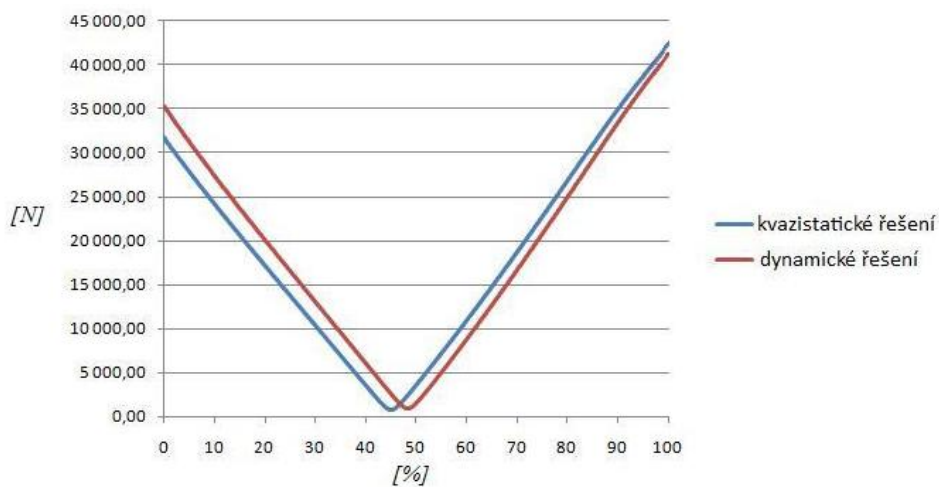


Graf 1. Časový průběh výslednice síly v pístu

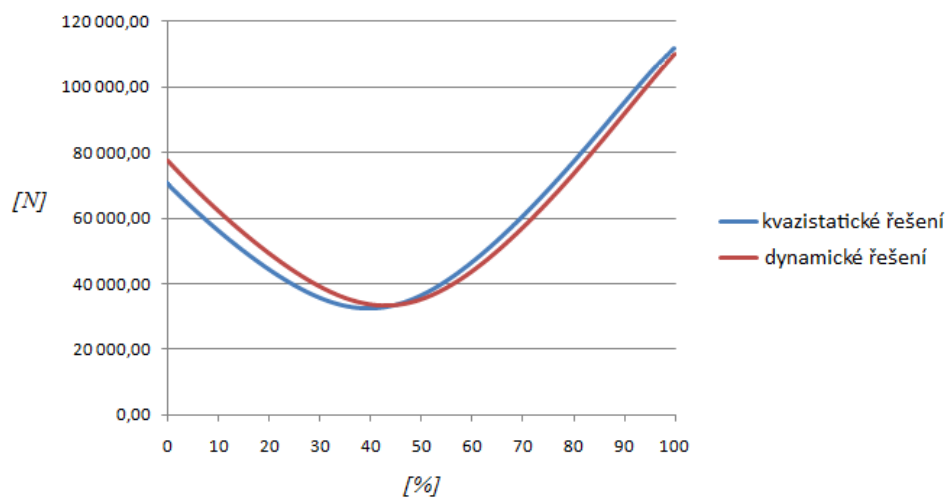
Na grafu 1. je možno vidět průběh síly v pístu, lze si všimnout, jak síla téměř lineárně klesá k 0. V tomto okamžiku totiž dochází ke změně smyslu působení síly. Píst začíná působit proti pohybu kontejneru. V dalších grafech lze vidět výslednice sil ve vazbách.



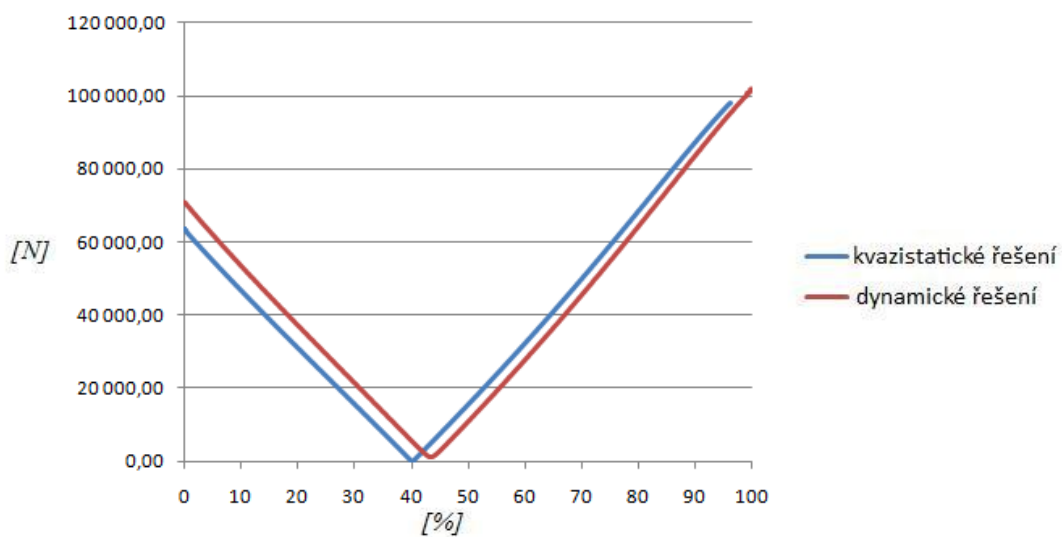
Graf 2. Časový průběh výslednice sil v čepu 1



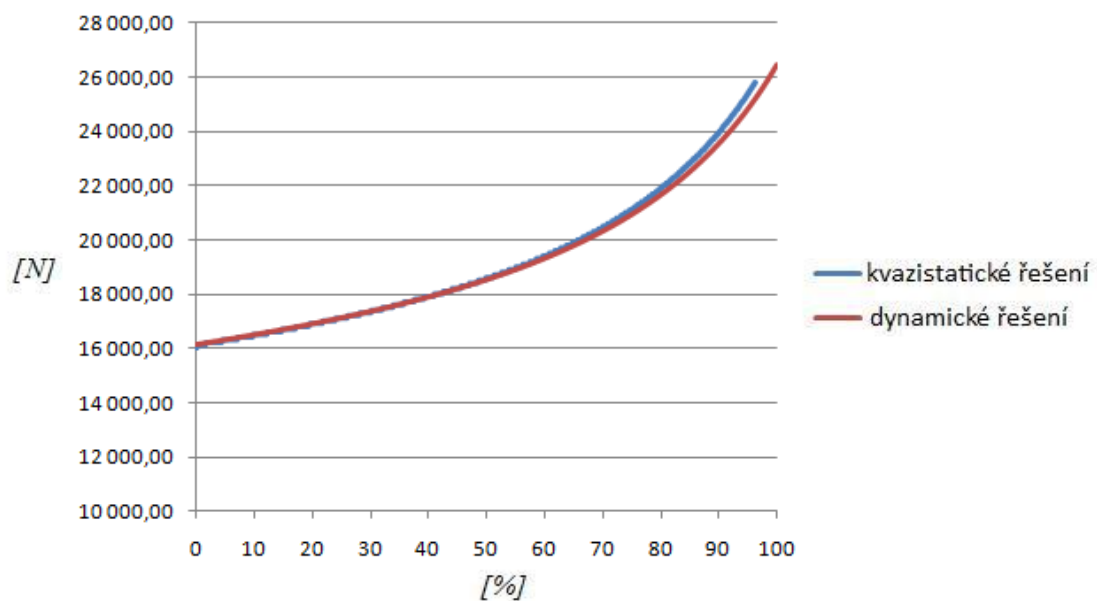
Graf 3. Časový průběh výslednice sil v čepu 2



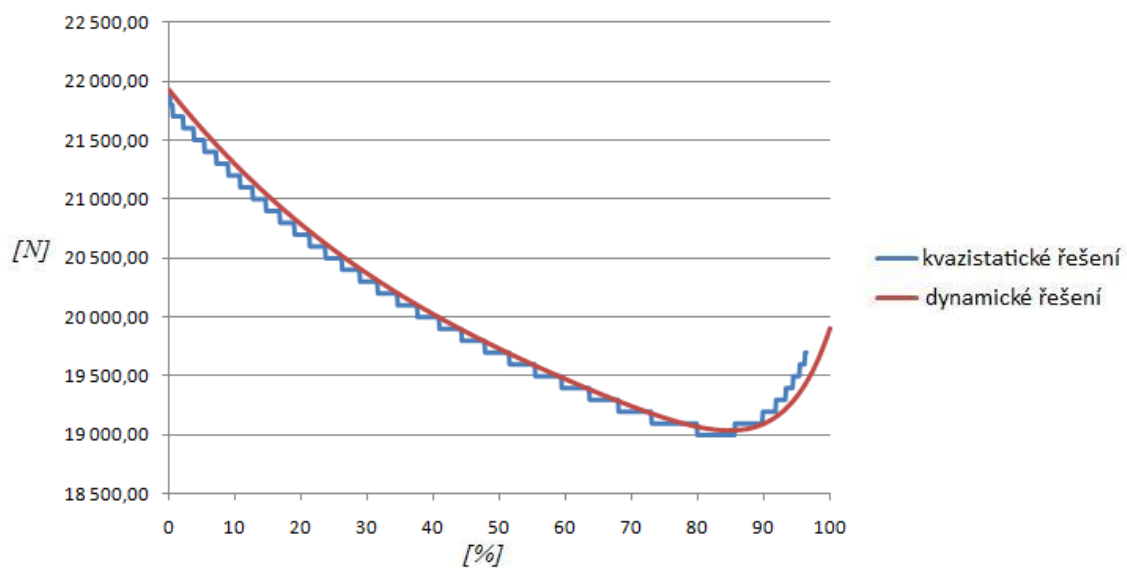
Graf 4. Časový průběh výslednce sil v čepu 3



Graf 5. Časový průběh výslednce sil v čepu 4



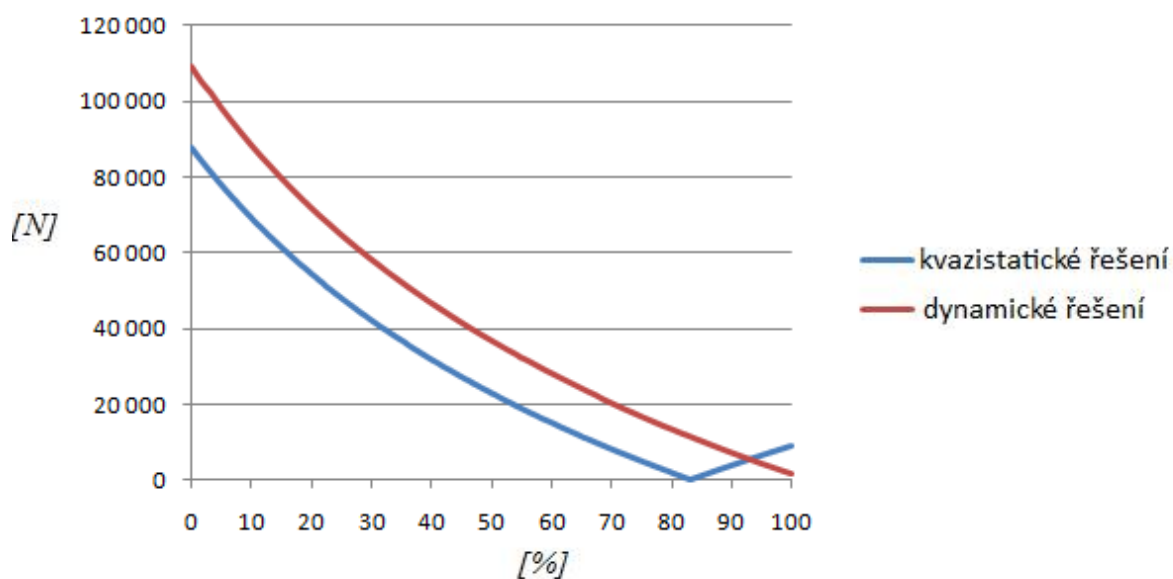
Graf 6. Časový průběh výslednice sil v čepu 5



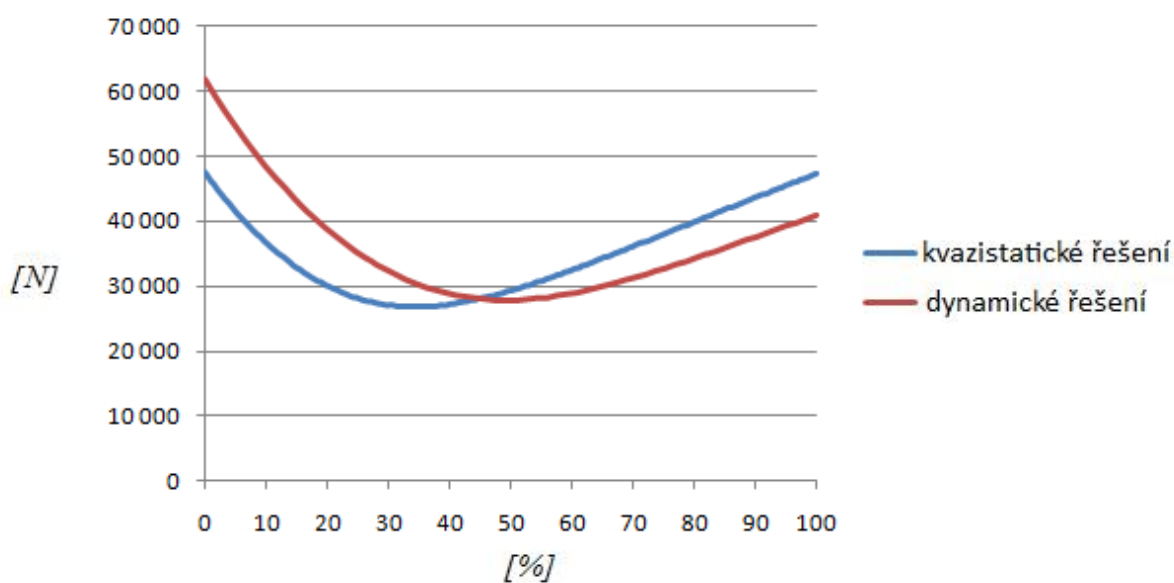
Graf 7. Časový průběh síly v háku

Druhá fáze skládání

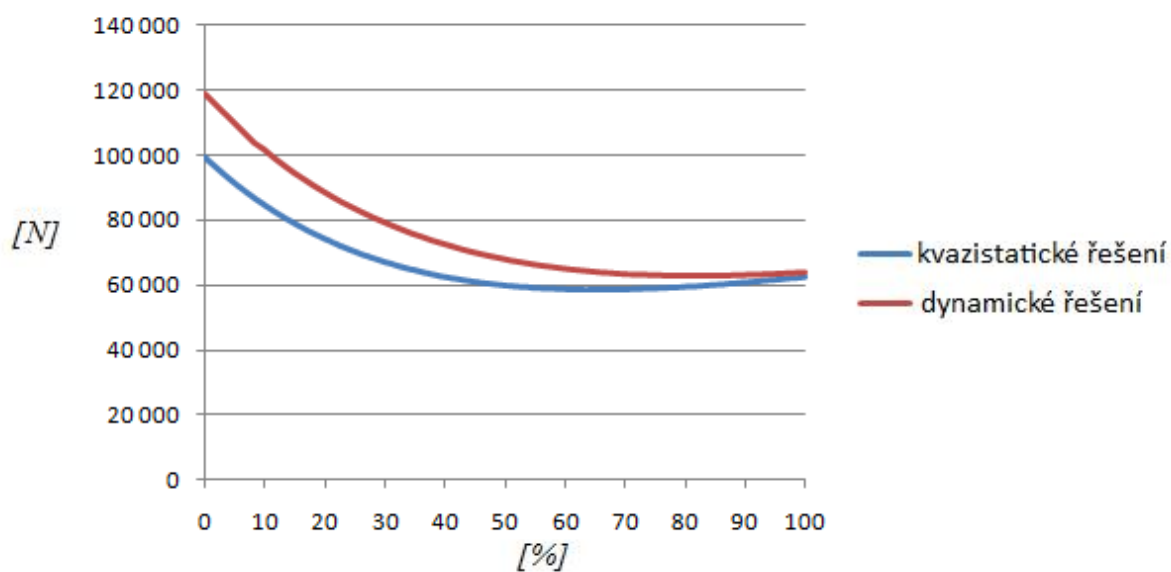
Jedná se o nakládění předního a středního ramene kolem čepů 2. Do okamžiku dotyku kontejneru se zemí.



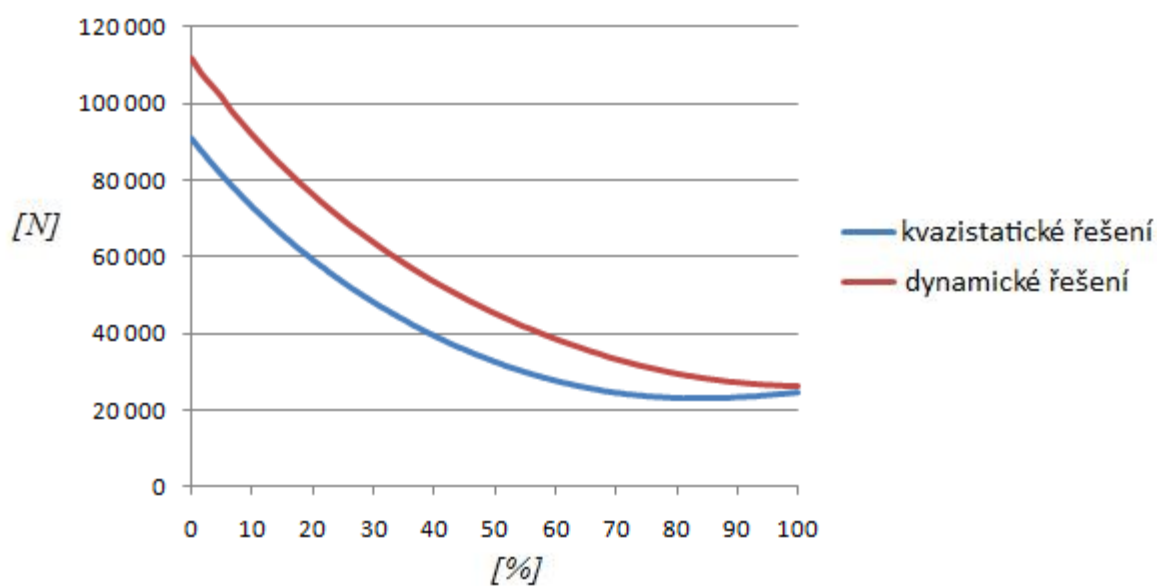
Graf 1. Časový průběh výslednice síly v pístu



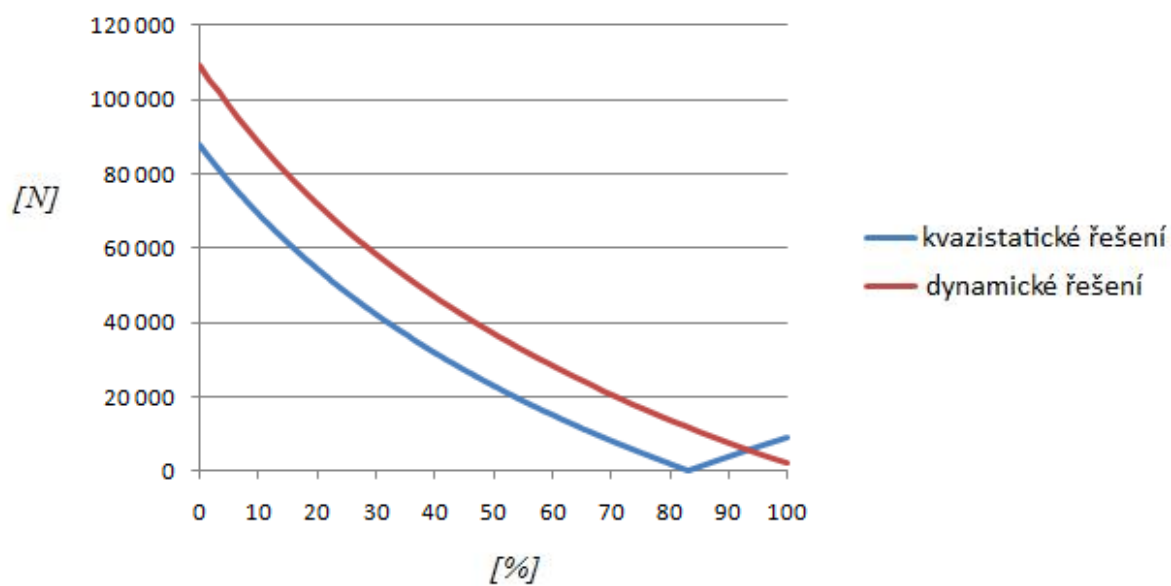
Graf 2. Časový průběh výslednice sil v čepu 1



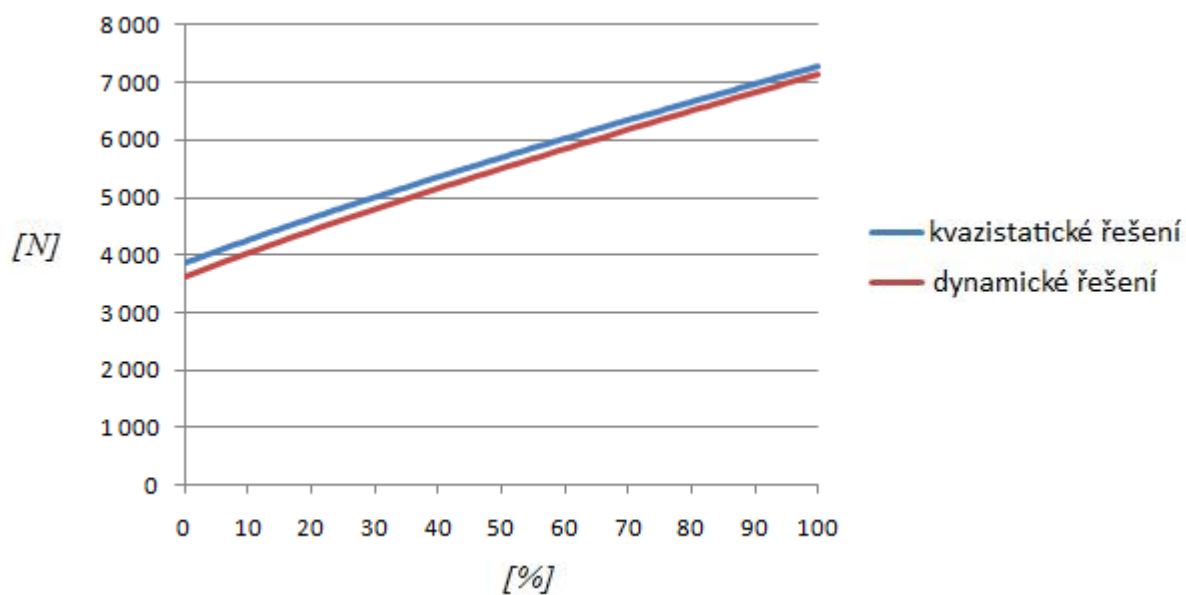
Graf 3. Časový průběh výslednice sil v čepu 2



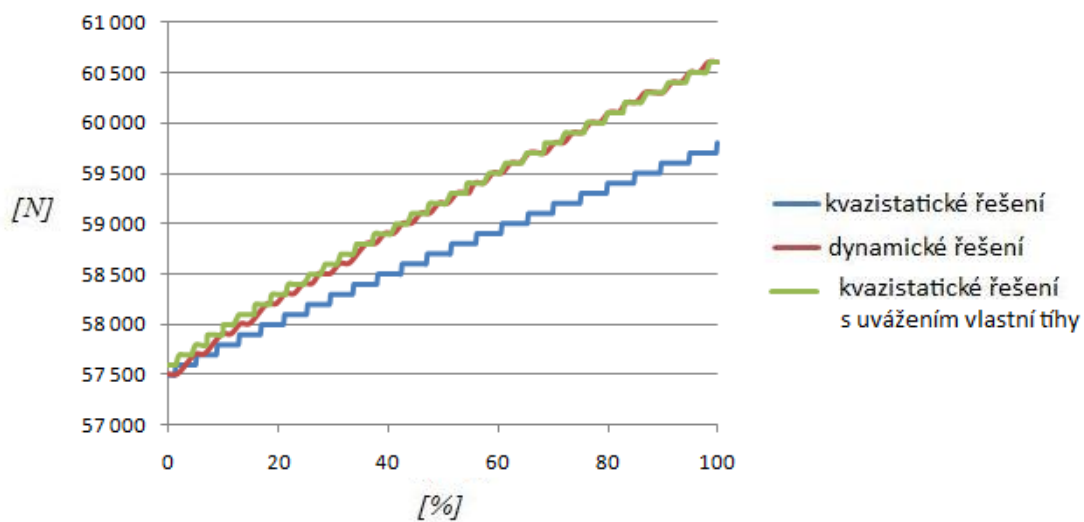
Graf 4. Časový průběh výslednice sil v čepu 3



Graf 5. Časový průběh výslednice sil v čepu 4



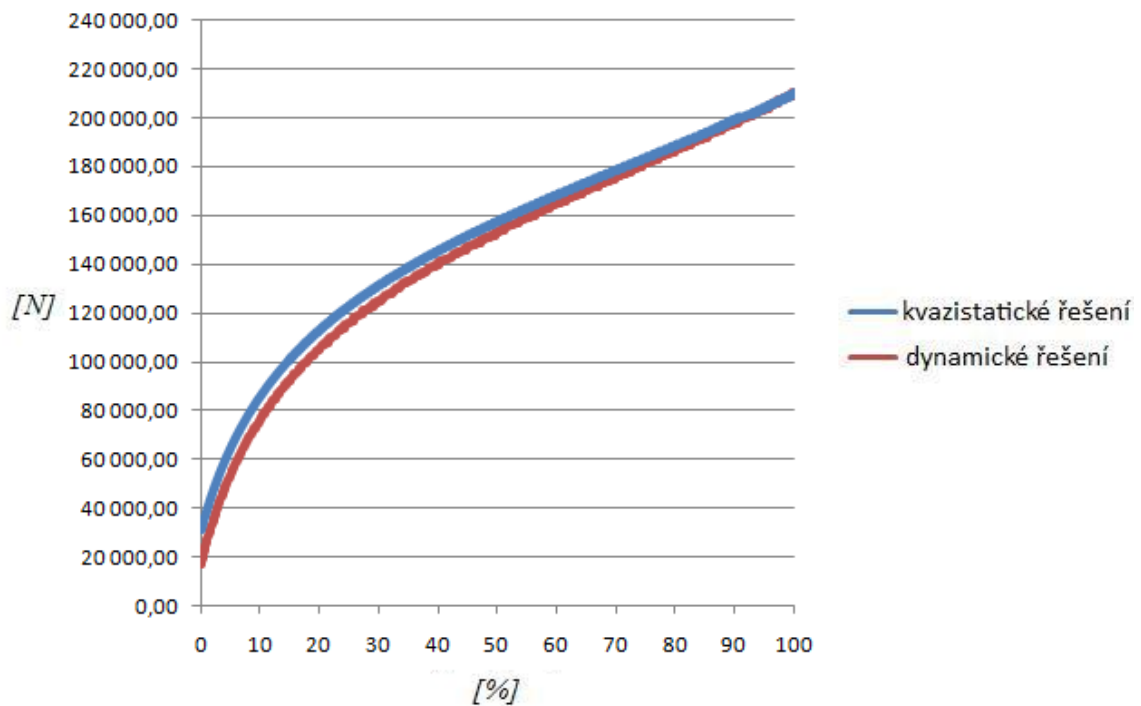
Graf 6. Časový průběh výslednice sil v čepu 5



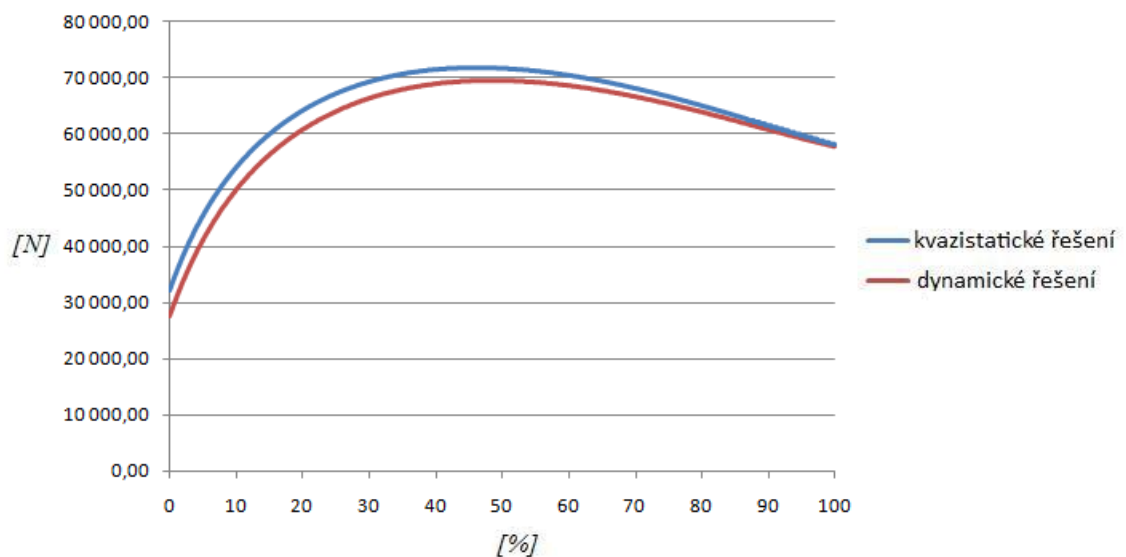
Graf 7. Časový průběh síly v háku s uvažováním vlivů vlastní tíhy na kvazistatické řešení

Výsledné průběhy sil třetí fáze pohybu skládání

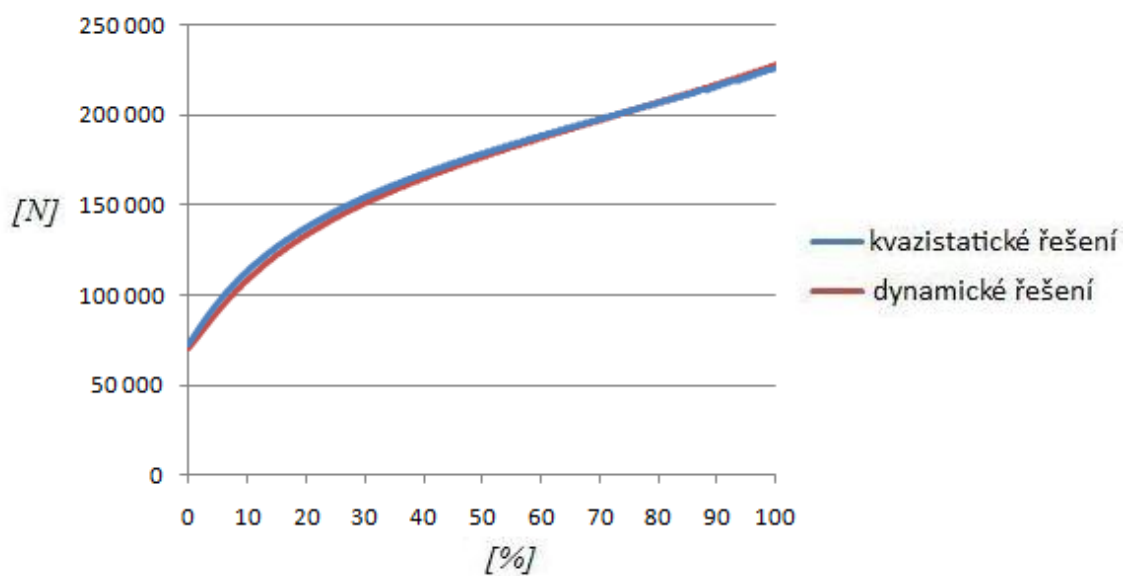
Jedná se o naklápění předního a středního ramene kolem čepů 2 a pojezdu kontejneru po zemi.



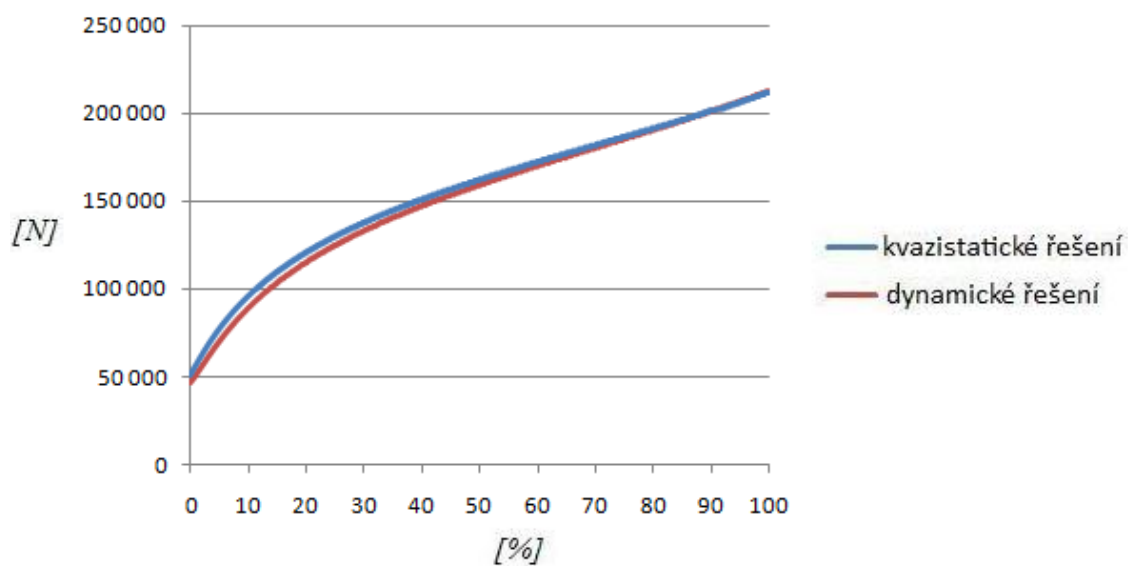
Graf 8. Časový průběh síly v pístu



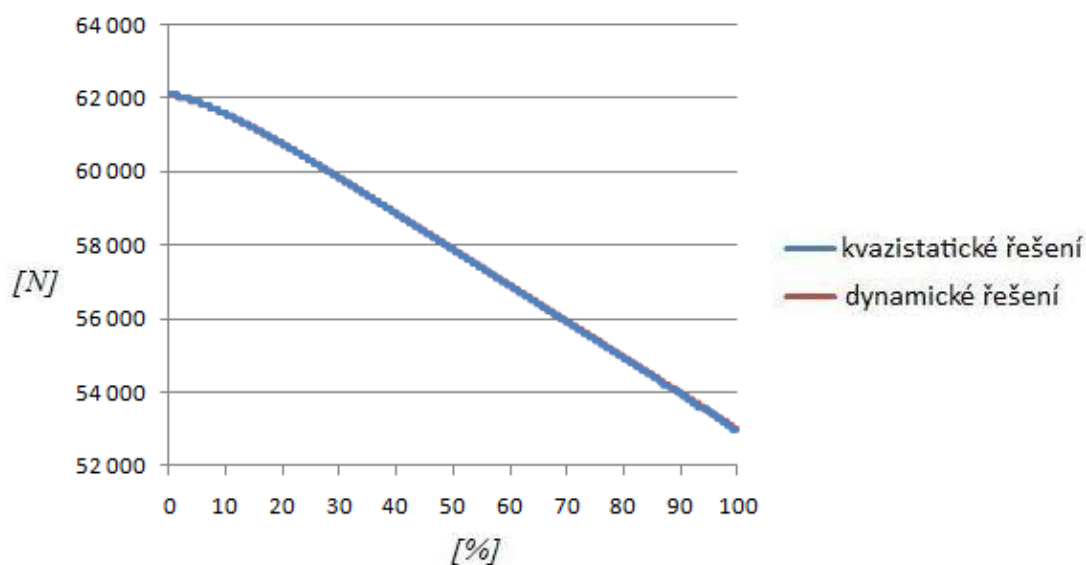
Graf 9. Časový průběh výslednice sil v čepu 1



Graf 10. Časový průběh výslednce sil v čepu 2



Graf 11. Časový průběh výslednce sil v čepu 3



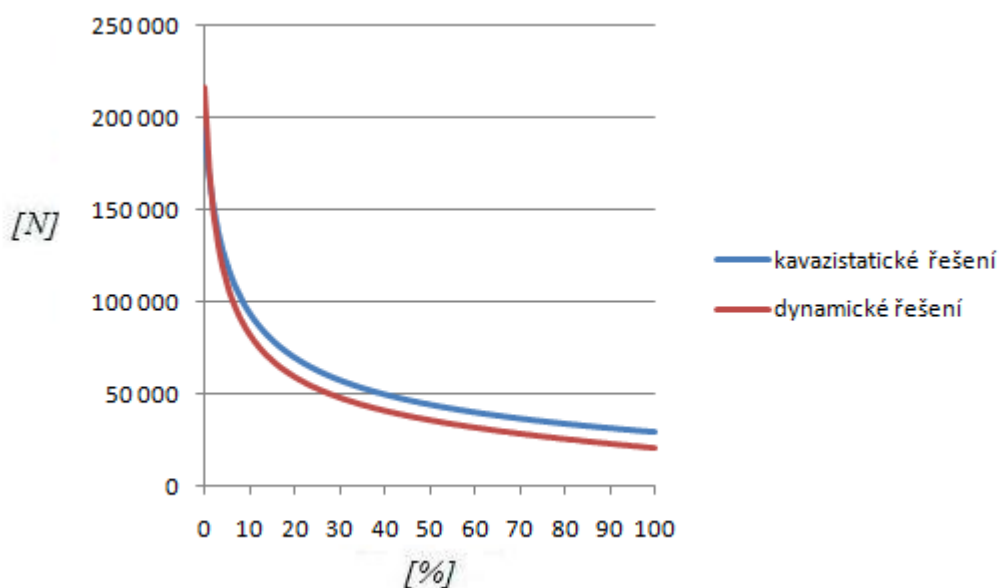
Graf 12. Časový průběh síly v háku (téměř shodné)

Skládání resp. nakládání

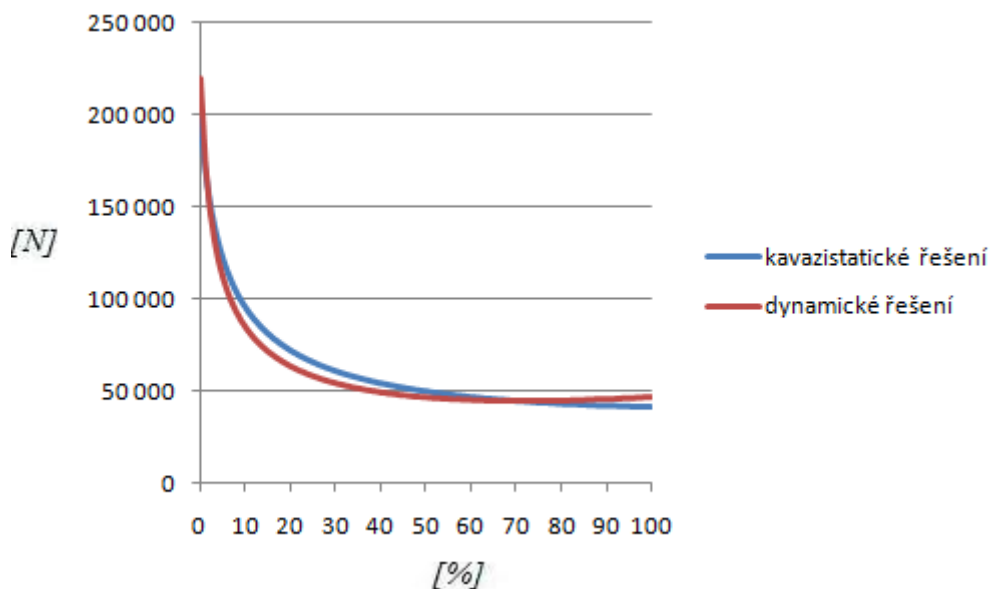
Jednotlivé fáze pohybu kontejneru jsou uvedeny odděleně. Nespojitost grafů je způsobena změnou směru pohybu (změnou středů rotace). Vlivy vznikající v průběhu těchto změn jsou vzhledem rychlostem konstrukce zanedbány.

Sypání

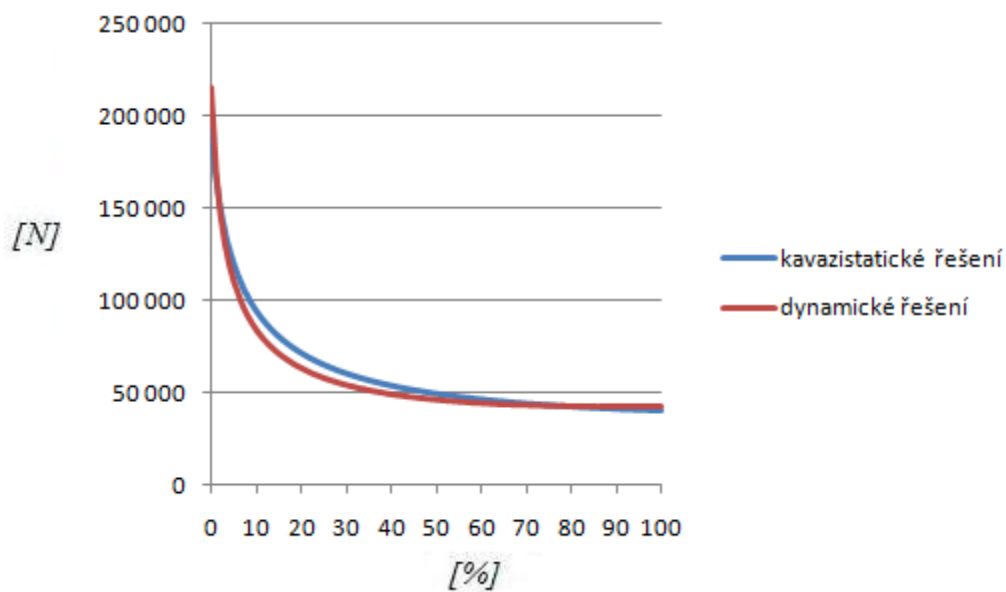
V tomto případě je kontejner zajištěn, tím dochází k naklápění předního, středního a zadního ramene kolem čepů 3.



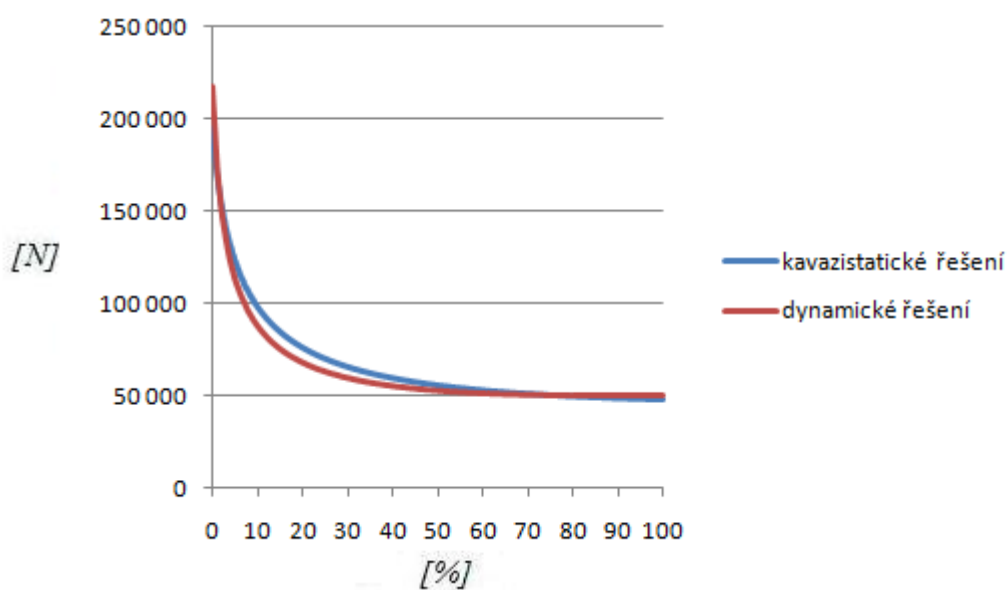
Graf 1. Časový průběh výslednice síly v pístu



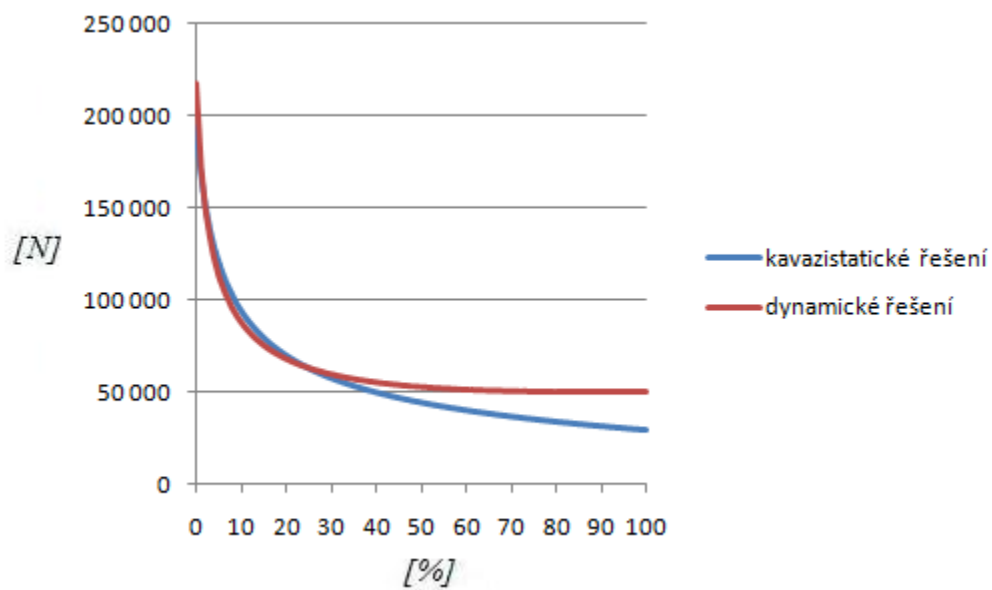
Graf 2. Časový průběh výslednice sil v čepu 1



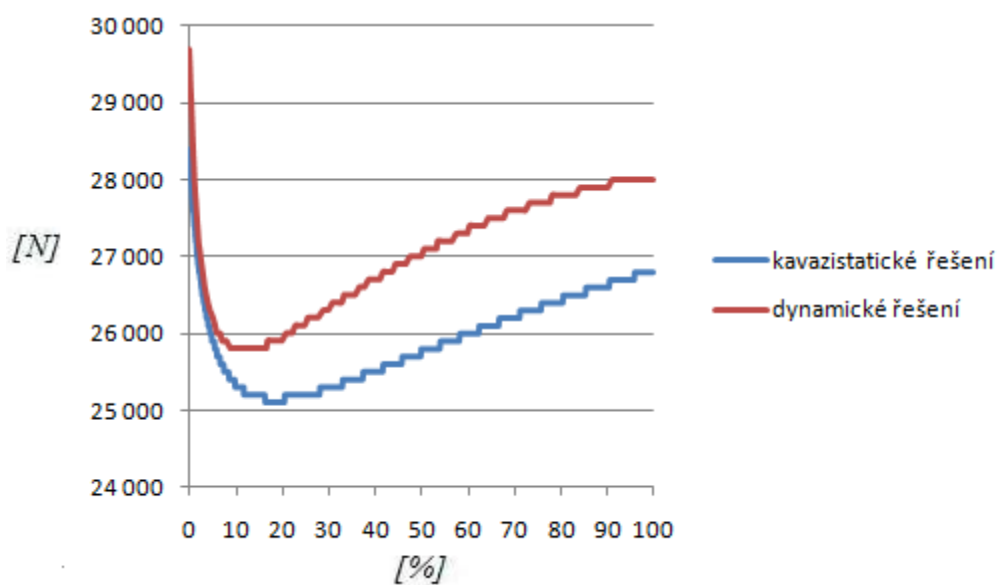
Graf 3. Časový průběh výslednce sil v čepu 2



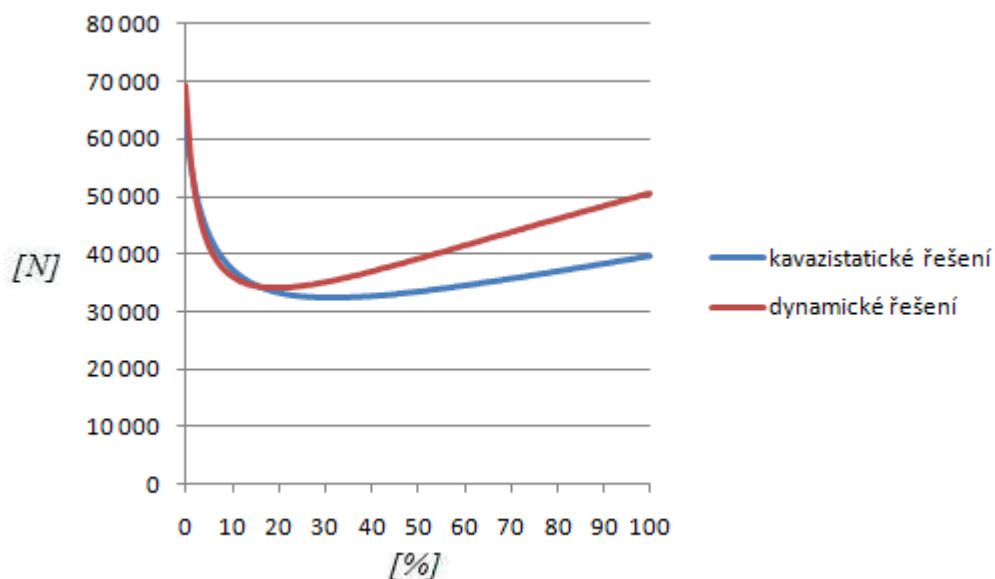
Graf 4. Časový průběh výslednce sil v čepu 3



Graf 5. Časový průběh výslednice sil v čepu 4



Graf 6. Časový průběh výslednice sil v čepu 5



Graf 7. Časový průběh síly v háku

Z dosažených výsledků je zřejmé, že setrvačné účinky mají na výsledné chování zanedbatelný vliv, lze dokázat, že větší rozdíly vznikají vlastní tíhou konstrukce.

Při nakládání a sypání plného kontejneru o hmotnosti 5500 kg a uvážením vlastní tíhy (přibližně 450 kg) pohybujících se členů tvoří tato přibližně 8% vliv.

Kontrola vlivu setrvačných a tíhových sil na kvazistatické řešení

Kontrola těchto vlivů byla provedena u druhé fáze pohybu graf 7., vzhledem k největším rozdílům mezi kvazistatickými a dynamickými výsledky. Ověření je provedeno na průběhu výslednic sil v háku, protože lze předpokládat, že setrvačné účinky by byly na tomto členu největší. Nespojitosť průběhu výslednice sil je způsobena metodou numerického výpočtu.

6 Zjištění kritických poloh mechanismu pro standardní provozní podmínky

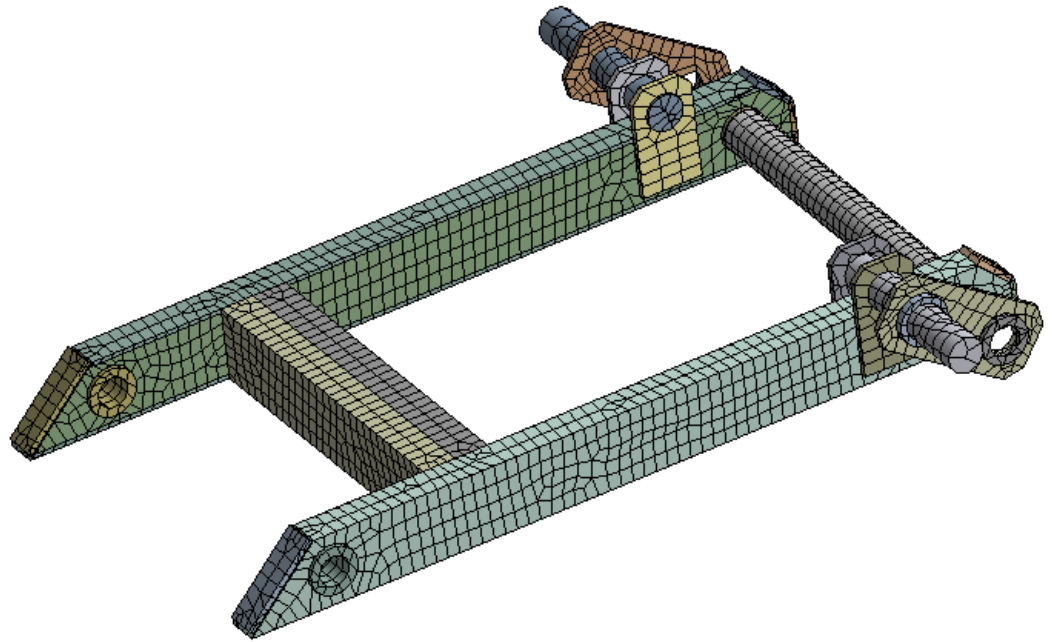
Zjištění kritických poloh je provedeno na základě předchozích analýz. Nejvíce namáháno je zadní rameno mechanismu a lze jej tedy považovat za kritickou část mechanismu, což výrobce kontejneru po konzultaci potvrdil a nevzešel tedy požadavek na kontrolu ostatních částí nosiče.

V daném místě totiž již v minulosti došlo k deformaci těchto částí při natahování kontejneru. Dle údajů od výrobce byl kontejner natahován v mírném stoupání a byl zaklesnut do nezpevněné části vozovky, čímž se při natahování na nosič stále propadal. Pro úspěšné natažení kontejneru bylo zařízení provozováno na maximální výkon a po úplném dosednutí kontejneru na nosič byly zjištěny deformace v podobě ohybu ve zmíněném kritickém místě. Díky zmíněné souhře okolností nelze jednoznačně říci, jakou hmotnost měl kontejner v okamžiku nakládání na nosič.

Zaměřím se tedy na kontrolu této části konstrukce. Kritickou polohou je dle předcházejících grafů poloha těsně před dosednutím kontejneru na zem, respektive těsně po nadzvednutí kontejneru při natahování. V tomto okamžiku, je zadní rameno namáháno i na vzpěr. Kontrola na ztrátu stability je ale provedena v okamžiku největší pravděpodobnosti vzniku vzpěru. Tedy v okamžiku, kdy na zadní rameno začne působit mimo sil v kloubových vazbách i největší síly od tíhy kontejneru v místě dotyku zadního ramene a hlavního rámu. Tím vznikají další přidavné ohybové momenty namáhající zadní rameno. Tento okamžik odpovídá konci druhé fáze pohybu mechanismu, tedy těsně před dosednutím kontejneru na zem.

Zadní rameno bylo tedy analyzováno na vzpěr. Při výpočtech byla uvažována teorie lineární ztráty stability a provedena kontrola. Pro diskretizaci geometrického modelu byl prvek 20–ti uzlový hexaedrický (SOLID186) více viz [5].

Nastavení výpočtu v programu ANSYS. Do čepů tři byl aplikovaná kritická síla, vypočítaná v předcházejících kapitolách tedy do každého čepu 3 sílu ve směru osy x 103 kN, ve směru y 46 kN. Dále do čepů 4 cylindrické vazby (viz. [5]) a do dosedacích ploch byl uvážen ohybový moment 4 kN.m.

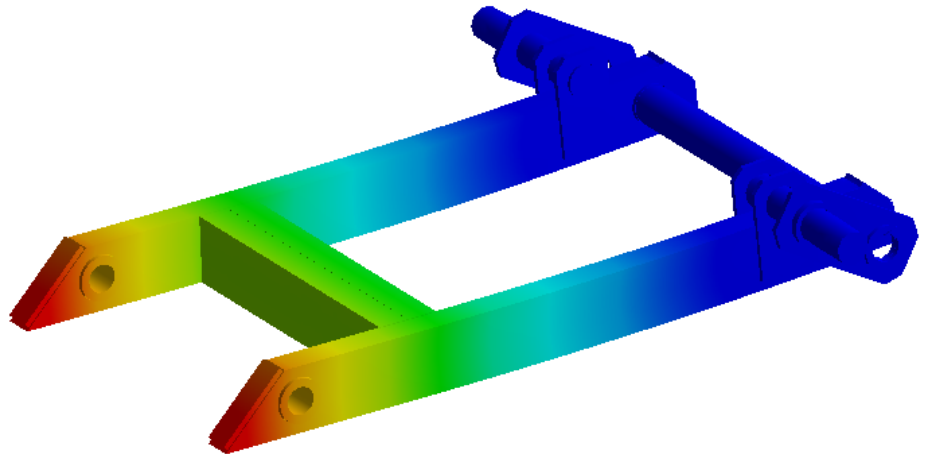


Obr. 19. Diskretizovaný model

Z výsledků je zřejmé, že zadní rameno vyhovuje požadované bezpečnosti na vzpěr.

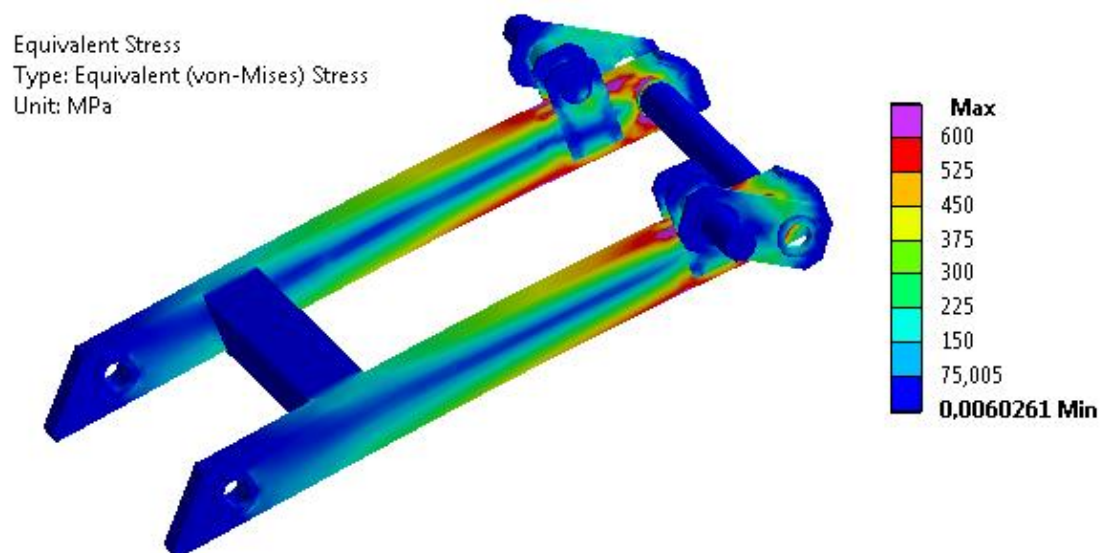
Total Deformation
Type: Total Deformation
Load Multiplier: 16,5
Unit: mm

0,63161 Max
0,56143
0,49126
0,42108
0,3509
0,28072
0,21054
0,14036
0,070179
3,2358e-8 Min



Obr. 20. Kontrola zadního ramene na vzpěr (první tvar lineární ztráty stability)

Průběh redukovaného napětí dle hypotézy HMH na zadním ramenu neodpovídají požadované bezpečnosti konstrukce při použité oceli 11 373 (ISO S235JRG1), pro tento materiál se uvádí [7] jako mez kluzu 200 až 250 MPa. V kritické poloze dosahovalo největší redukované napětí hodnot i přes 500 MPa.



Obr. 21. *Průběh redukovaného napětí na zadním ramenu*

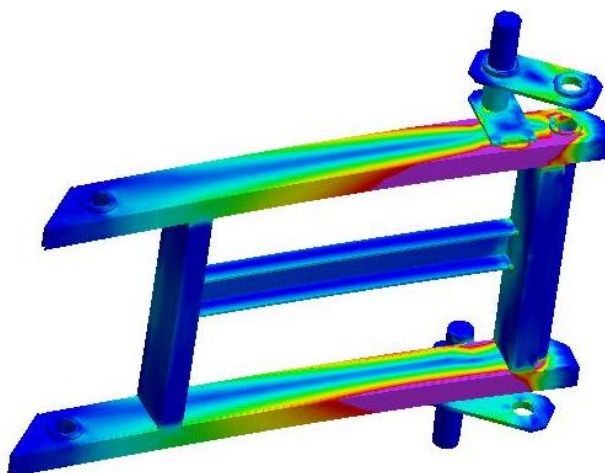
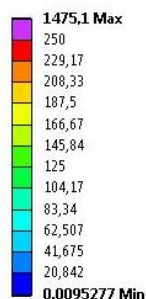
7 Konstrukční návrhy zadního ramene

Vzhledem ke zjištění nevyhovujícího průběhu napětí v zadním ramenu byla nutná změna jeho konstrukce. Bylo navrženo několik konstrukčních návrhů tohoto ramene.

První návrh

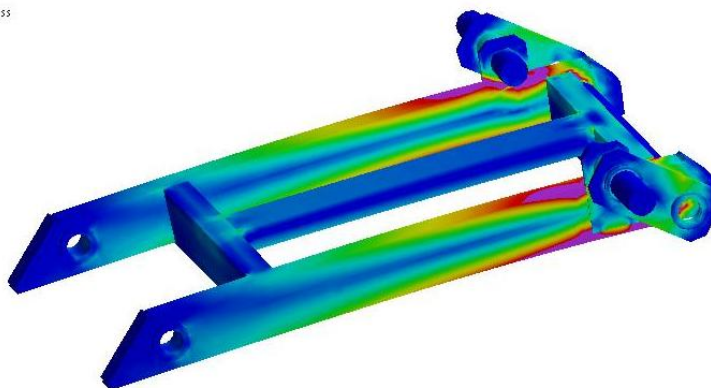
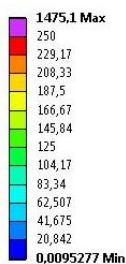
Nejjednodušším návrhem bylo přidání U-profilu.

O: Static Structural (ANSYS)
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1



Obr. 22. Průběh napětí prvního návrhu

O: Static Structural (ANSYS)
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1



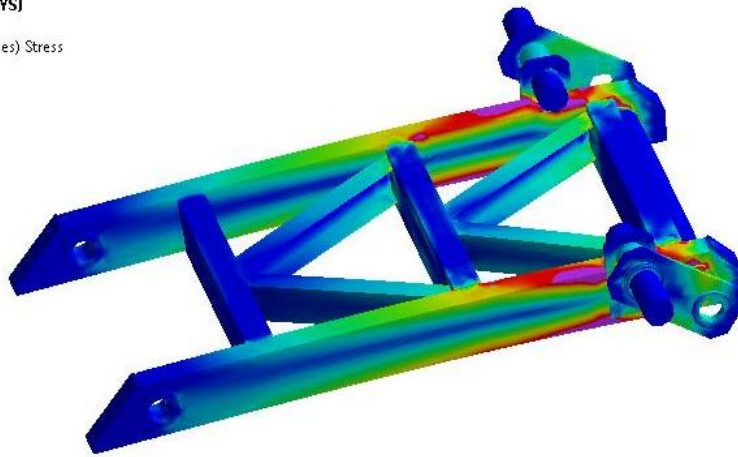
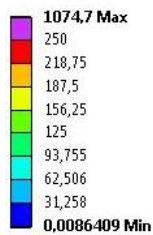
Obr. 23. Průběh napětí prvního návrhu

V prvním návrhu se vyskytují velké špičky napětí, ale i napětí na plochách U –profilu tento návrh tedy není vhodnou náhradou původní konstrukce.

Druhý návrh

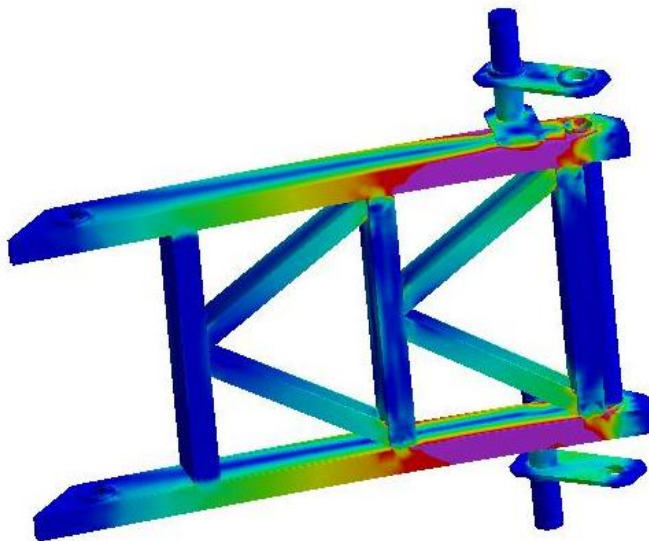
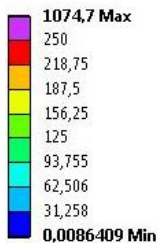
Vzhledem k velkým průběhům napětí prvního návrhu, byla navržena další konstrukce podobná příhradové.

G: Static Structural (ANSYS)
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1



Obr. 24. Průběh napětí druhého návrhu

G: Static Structural (ANSYS)
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1

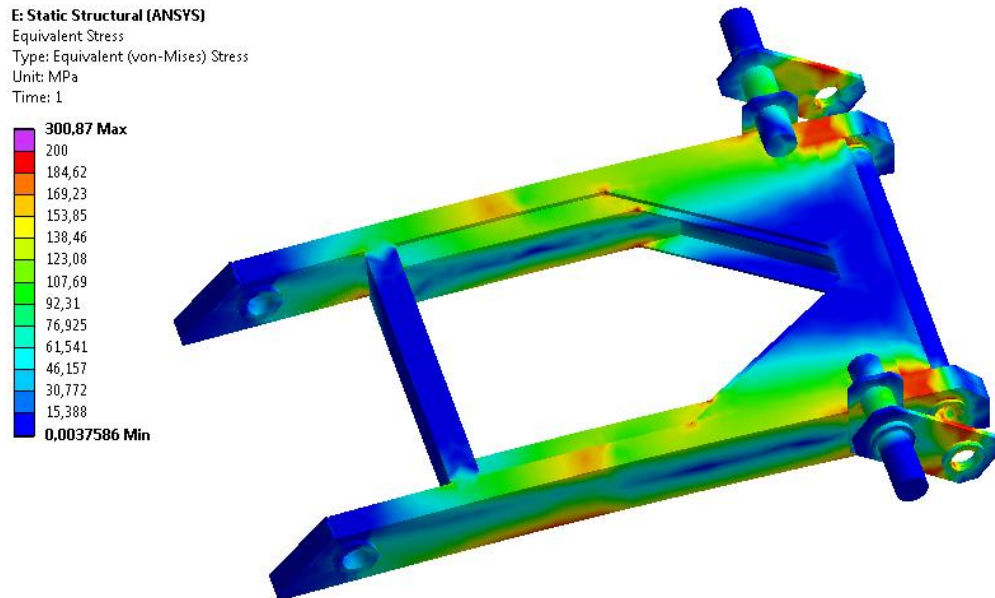


Obr. 25. Průběh napětí druhého návrhu

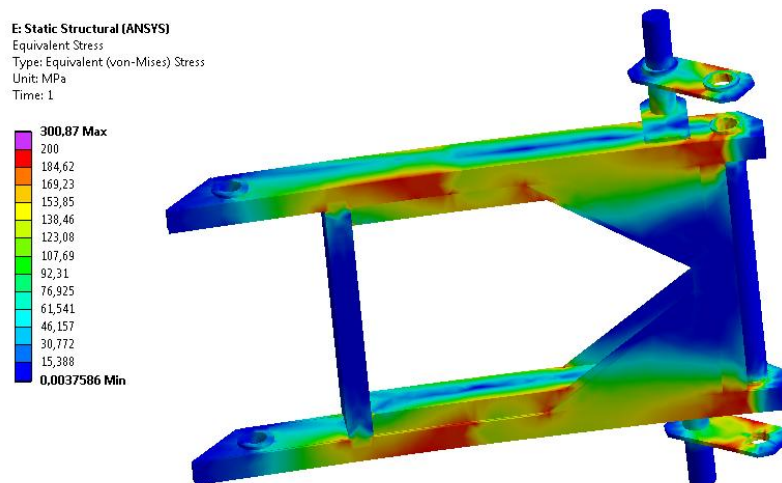
I v druhém návrhu se vyskytují velké špičky napětí. A při použití oceli 11 373 jsou výsledné průběhy redukovaných napětí nepřijatelné.

Třetí návrh

Vzhledem k velkému napětí na konstrukci byly přidány další nosné U-profilů.



Obr. 26. Konečný návrh – průběh redukovaného napětí



Obr. 27. Konečný návrh – průběh redukovaného napětí

Špičky napětí se vyskytují v okolí pouzder, které jsou vyrobeny z kvalitnějšího materiálu. Proto je možné tyto špičky připustit. Technická dokumentace konečného návrhu je uvedena v příloze.

8 ZÁVĚR

Předmětem práce je analýza mechanismu traktorového nosiče kontejnerů TNK 5 po stránce jeho dynamických vlastností a mechanické únosnosti jeho kritického členu. Analyzovaný traktorový nosič je z dílny firmy AUTOREPAIR TRADING spol. s r.o.

Cílem je ověření správné funkce nosiče kontejnerů a studie vlivu setrvačných a tíhových sil působících během provozního zatěžování.

V rámci řešení problematiky pohybu mechanismu jsem použil maticovou metodu základní kinematiky bodu a tělesa. Na základě výsledných průběhů velikostí reakčních sil ve vazbách jsem zkoumal vliv setrvačných a tíhových sil. Provedl jsem numerické testovací výpočty, za předpokladu rovnoměrné rychlosti přímočarého hydromotoru. Dalším předpokladem je homogenní rozložení vlastního nákladu kontejneru a jeho nepohyblivost.

V aplikační části práce jsem numerické simulace prováděl na 3D modelu nosiče. Pohyb mechanismu jsem rozdělil na několik dílčích fází a numerické výpočty provedl pomocí metody konečných prvků použitím softwarového vybavení ANSYS Workbench. Na modelech jsem vyhodnocoval vlivy různého způsobu řešení (kvazistatického a dynamického). Z výpočtů je patrné, že vliv setrvačných účinků v průběhu činnosti nosiče na zatížení konstrukce je zanedbatelný vůči účinkům vyvolaným tíhou vlastního kontejneru s nákladem.

Výpočtem jsem zjistil kritický člen mechanismu, u kterého se jeho nevhodný konstrukční návrh potvrdil i v praktickém provozu nosiče. Oproti původnímu názoru, že dochází ke vzpěru jsem v praktické části provedl kontrolu výpočtem na lineární ztrátu stability a prokázal, že k lineární ztrátě stability nedochází.

Vzhledem požadavku zadavatele k co nejmenším konstrukčním změnám samotného mechanismu nosiče jsem tedy navrhnul novou vhodnou konstrukci zadního ramene.

Soubor výsledků získaných touto prací je možným podkladem pro projektování nové konstrukční varianty. V případě zájmu o hlubší proniknutí do problematiky napěťových a deformačních stavů v průběhu činnosti mechanické soustavy je možno rozšířit stávající analýzy anebo provést další:

1. Uvážení možnosti nesymetrického zatížení kontejneru a možnost změny středu hmotnosti materiálu během pohybů.
2. Zaměřit se na mechanické charakteristiky použitého hydromotoru.
3. Přihlédnout k možnosti deformace členů mechanismu během pohybů

9 LITERATURA

- [1] ŠREJTR, Josef. *Technická mechanika II : Kinematika I.část*. 1957. Praha : SNTL, 1957.
- [2] ŠREJTR, Josef. *Technická mechanika II : Kinematika II.část*. 1957. Praha : SNTL, 1957.
- [3] ŠREJTR, Josef. *Technická mechanika III :Dynamika*. 1958. Praha : SNTL, 1957. 248 s.
- [4] KOLÁŘ V.; NĚMEC, I.; KANICKÝ, V. *FEM: Principy a praxe metody konečných prvků*. Praha: Computer Press. 1997. 401 s. ISBN 80-7226-021-9.
- [5] Software ANSYS 11.0: *Release 12.0 Documentatin for Ansys*.
- [6] BRÁT, Vladimír. *Maticové metody v analýze a syntéze prostrových vázaných mechanických systémů*. 1981. Praha : ČSAV, 1981. 212 s. 509-21-857.
- [7] LOPRAIS, A. *Mechanika manipulačních zařízení*. Skriptum VUT Brno, 1988
- [8] SLAVÍK, Jaromír; STEJSKAL, Vladimír; ZEMAN, Vladimír. *Základy dynamiky strojů*. 1997. Praha : ČVUT, 1997. 314 s. ISBN 80-01-01622-6.
- [9] JOSEPHS, Harold; RONALD, Huston. *Dynamics od mechanical system*. New York : CRC Press, 2002. 757 s. ISBN 0-8493-0593-4.

9 SEZNAM PŘÍLOH

Příloha č. 1	CD - Nosič
Příloha č. 2	Dodaná technická dokumentace
Příloha č. 3	Návrh řešení zadního ramene
Příloha č. 4	Reklamní leták nosiče TNK 5